

Grado Universitario en Ingeniería Mecánica
Curso 2017-2018

Trabajo Fin de Grado

Síntesis del mecanismo para un brazo robótico

Juan Carlos Vicente González

Tutor/es

Enrique Soriano Heras

Leganés, septiembre 2018



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**

RESUMEN

El presente trabajo consiste en el diseño y cálculo de un mecanismo de un robot manipulador como máquina automatizable para un entorno de trabajo de precisión y seguridad. Estos robots manipuladores son una parte tecnológica clave dentro la revolución actual en la Industria 4.0.

Para la realización se hará uso del programa SolidWorks (licencia de estudiante), permitiendo hacer el diseño y análisis tanto cinemático simplificado como estructural-dinámico a través del Método de Elementos Finitos. Para ello se considerarán los casos más críticos de operación y se propondrán medidas de seguridad, demostrando que el diseño es robusto y seguro.

Palabras clave: Robot Manipulador, Método de Elementos Finitos, proyecto, mantenimiento

ABSTRACT

Present Project consists of the design and calculus for the mechanism of a robot manipulator as automated machine meant to carry out precision works within its range under safety conditions. These robots are technological key part in the Industry 4.0 revolution that is happening these days.

In order to perform the project, SolidWorks (student licence) will be used, allowing design and analysis, both kinematic and structural-dynamics using Finite Element Method in one single software. The object of study are the critical situations under certain conditions will demonstrate the safety and robustness of the robot for a standard market price

Key words: Robot Manipulator, FEM, project, maintenance.

AGRADECIMIENTOS

Gracias a mi familia, amigos y Universidad Carlos III de Madrid por los ánimos y apoyos recibidos para la realización de este TFG que, por circunstancias personales, ha sido difícil realizar.

TABLA DE CONTENIDOS

RESUMEN.....	III
ABSTRACT	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
INDICE DE TABLAS.....	XIII
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	15
1.2. Objetivos	15
1.3. Normativa vigente	16
2.2. Industria 4.0	18
2.3. Tipos de robot industrial	19
3. DISEÑO.....	23
3.1. Consideraciones previas	23
3.3. Partes.....	26
3.3.1. Cilindro Telescópico	26
3.3.2. Muñequilla	26
3.3.3. Cabezal	28
3.3.4. Base	29
3.3.5. Pie.....	30
3.3.6. Lynx Drive (servo actuador).....	31
3.3.7. FHA-C Mini	32
3.3.8. Rodamientos.....	33
3.3.9. Eje del cabezal.....	34
3.3.10. Engranajes.....	35
3.4. Preparación del caso	36
4. RESULTADOS	40
4.1. Rodamientos	40
4.2. Estudio de los casos.....	41
4.3. Tornillería.....	50
4.3.1. Tornillos que unen muñequilla con el perfil del cilindro.....	50
4.3.2. Tornillos que unen la muñequilla	50
4.3.3. Tornillos del pie al suelo.....	51
4.4. Cinemática simplificada	51
5. SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO	53
6. PRESUPUESTOS.....	55

7. IMPACTO DEL ROBOT	59
8. CONCLUSIONES	60
Bibliografia	61
ANEXO A. Planos	63
ANEXO B. Datasheets	69

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Robot cartesiano para una impresora 3D	20
Figura 2. Robot polar sugerido con sus grados de libertad	20
Figura 3. Robot articulado tipo SCARA.....	21
Figura 4. Antropometría de un brazo humano	23
Figura 5. Vista isométrica de una posición ejemplo de trabajo.....	24
Figura 6. Ejemplo de posición de reposo del brazo robótico	25
Figura 7. Cilindro Telescópico de 2 etapas	26
Figura 8. Montaje de la muñequilla que conecta el eje del cabezal y el cilindro neumático	27
Figura 9. Cabezal rotatorio con soporte para servo del eje	28
Figura 10. Base fija	29
Figura 11. Pie de soporte al suelo	30
Figura 12. Servo actuador harmónico Lynx Drive.....	31
Figura 13. Servo actuador harmónico FHA-C Mini.....	32
Figura 14. Rodamiento Axial de bolas soporte del cabezal	33
Figura 15. Rodamientos de bolas de contacto angular para las cargas del eje del cabezal	34
Figura 16. Eje del cabezal	34
Figura 17. Conjunto de engranajes que mueven el cabezal por dentro.	35
Figura 18. Disposición de las cargas	36
Figura 19. Malla fina para el caso	38
Figura 20. Malla "borrador" para el estudio. La fuerza sobre la muñequilla aplica a toda la cara, SolidWorks ha decidido presentarlo en el agujero.	39
Figura 21. Tensiones obtenidas para la malla borrador con el cilindro paralelo a la base	42
Figura 22. Factor de seguridad obtenido para la malla borrador con el cilindro paralelo a la base	42
Figura 23. Tensiones obtenidas para la malla fina con el cilindro paralelo a la base centrado en el engranaje	43
Figura 24. Tensiones obtenidas para la malla fina con el cilindro paralelo a la base centrado en el eje pasador.....	43
Figura 25. Factor de Seguridad obtenido para la malla fina con el cilindro paralelo a la base	44
Figura 26. Tensiones obtenidas para la malla fina con el cilindro perpendicular a la base	45
Figura 27. Factor de seguridad obtenido para la malla fina con el cilindro perpendicular a la base	45
Figura 28. Tensiones obtenidas para la malla borrador con el cilindro perpendicular a la base	46
Figura 29. Factor de Seguridad obtenido para la malla borrador con el cilindro perpendicular a la base.....	46
Figura 30. Tensiones obtenidas para la malla fina considerando la gravedad transversal a la base	47
Figura 31. Factor de Seguridad obtenido para la malla fina considerando la gravedad transversal a la base.....	47
Figura 32. Malla y condiciones de contorno del estudio de vástagos	48
Figura 33. La tensión crítica ocurre en la zona de contacto interno entre vástagos al restringir la carrera del vástago menor	49
Figura 34. Factor de Seguridad mínimo en la misma región de la máxima tensión.	49
Figura 35. Oscilación del centro de gravedad de la base del servo con respecto a la cara del cabezal donde se une, cuyo sistema de coordenadas permanece fijo y no rota.....	52

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Resumen de los casos estudiados en FEM.....	41
Tabla 2. Análisis de riesgos y evaluación de peligros.....	53
Tabla 3. Mitigación e información de peligros	54
Tabla 4. Precios de unidades y materiales.....	55
Tabla 5. Tabla de costes de materiales brutos y compras	56
Tabla 6. Costes de fabricación de piezas producidas no compradas.....	57
Tabla 7. Coste de montaje del robot.....	57
Tabla 8. Presupuesto para la realización del proyecto	58

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1. Motivación del trabajo

La motivación de este proyecto yace en aprender sobre la creación de un producto de interés industrial como es un brazo robótico, que abarca competencias cinemáticas, dinámicas, electrónicas y programación. El uso de estos robots yace en la capacidad para automatizar y repetir de igual manera una secuencia de actividades. Hoy, la automatización está evolucionando hacia la implementación y aprovechamiento de las tecnologías de la información y comunicación en forma de *big data* e Inteligencia Artificial, campos clave en el futuro de la robótica y la industria general, ya que el uso de estos robots industriales se está extendiendo desde las grandes fábricas con sistemas de fabricación completamente automatizados hasta el nivel de usuario en las impresoras 3D.

1.2. Objetivos

Los objetivos de este proyecto son el diseño, simulación y cálculo de los componentes en el ensamblaje de un brazo robótico lo más compacto posible para su posterior puesta en el mercado.

El robot fue pensado por el autor para tener en su alcance cualquier objeto a unas distancias que se explicarán más adelante. El suelo del anclaje y el útil del extremo del robot quedan a libre elección del futuro comprador del brazo.

Para llevar el proyecto se necesita estudiar las formas de transmitir movimiento, los efectos de las cargas, las monturas y los límites de operación. Sin embargo, no se considerarán los sistemas electrónicos de control ni la programación del brazo, aunque el autor sugiere de uso de un Arduino o una Raspberry Pi como sistema de control y actuación tanto como minimizar el espacio utilizado y su portabilidad

1.3. Normativa vigente

Para la realización del brazo robótico como proyecto de ingeniería es necesario buscar las normas y/o directivas aplicables [1].

- **Directiva 2006/42/CE:** *Guía para la aplicación de la Directiva 2006/42/CE relativa a las máquinas*

Esta directiva, de obligado cumplimiento, aplica dado que nuestro diseño de brazo robótico tiene partes vinculadas entre sí y de las cuales al menos una es móvil, cuyo accionamiento es distinto del humano.

- **UNE-EN ISO 12100:2012.** Seguridad en las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación de riesgos y deducción de riesgos.

Con esta norma de seguridad tipo A (fundamental) se definen los posibles peligros y se dan pautas sobre la evaluación del riesgo para mitigar o eliminar dicho riesgo

- **UNE-EN ISO 10218-1:2012.** Robots y dispositivos robóticos. Requisitos de seguridad para robots industriales. Parte 1: Robots

Esta norma de tipo C (específica) define un robot como un manipulador controlado automáticamente, multifunción de 3 o más ejes fijos o móviles de aplicación industrial. Además identifica los peligros más específicos

- **UNE-EN ISO 9787:2013.** Robots manipuladores industriales. Sistemas de coordenadas y movimientos.

En esta norma específica de robótica se definen los diferentes tipos de movimientos y espacios abarcados por los robots

- **UNE-EN ISO 61000-3-2:2014.** Compatibilidad electromagnética (CEM). Partes 3-2: Límites. Límites para las emisiones de corriente armónica (equipos con corrientes de entrada < 16 A por fase)

Dicha norma tipo B establece los límites de corriente eléctrica (< 16 Amperios) armónica consumida por equipos eléctricos y electrónicos como son los servo actuadores del robot.

2. ESTADO DEL ARTE

2.1. Historia de automatización y robótica

El primer atisbo de automatización en la Historia fue gracias a la invención de la máquina de vapor por Watt [2] en la primera revolución industrial en la segunda mitad del siglo XVIII, que permitió a las fábricas textiles producir de manera masiva gracias al aprovechamiento del vapor para mover un mecanismo que movía los hilos sin esfuerzo humano. Los siguientes grandes pasos se dieron con la invención del motor de combustión y el dominio de la electricidad, lo que permitió la creación de máquinas más variopintas y de menor tamaño. Finalmente, el último paso antes de la robótica lo dio Ford al establecer los sistemas de producción en serie, lo que originó la especialización del trabajo.

Con estos tres hitos históricos y después de la Segunda Guerra Mundial, se empezaron a diseñar robots para aplicaciones industriales [3] como la fabricación de automóviles de General Motors. A partir de entonces, junto a la aparición de los primeros computadores en los años 1970 hicieron que los robots fuesen extendiendo su uso, ampliando el rango aplicaciones (como soldar, colocar, mecanizar, atornillar), mientras se iban reduciendo en tamaño. Posteriormente se empezaron a crear las primeras líneas de producción automatizadas, con brazos robóticos para ensamblar, innovadores por la velocidad y sistemas de control. Gracias a las tecnologías de la información y comunicación (TIC), está al alcance de muchos diseñar, fabricar y controlar un robot propio que, además, tenga Inteligencia Artificial.

2.2. Industria 4.0

[4] El uso cada día más común de los ordenadores y la aparición de las redes de comunicación desde los 1970 han hecho que hoy en día las empresas estén invirtiendo en estrategias para producir en un entorno de sistemas integrados, donde no sólo la tecnología de los robots y las estaciones de automatización toman una importancia relevante, sino que la planificación y control de la empresa cada vez son más importantes para la optimización de recursos de una empresa. Para la implementación de esta serie de mejoras es necesario la compatibilidad y conectividad entre distintos sistemas para facilitar la comunicación entre ellos; pero

además es necesario almacenar los datos transmitidos en las bases de datos masivas (*big data*) en la nube. Gracias a la posibilidad de acceder a la nube, se puede automatizar la toma de decisiones sin intervención humana, *inteligencia artificial*, que permite una gran capacidad de adaptación y flexibilidad a las necesidades de una empresa.

2.3. Tipos de robot industrial

Acorde a la norma **UNE-EN ISO 10218-1:2012** define un robot industrial de la siguiente manera [1]:

“Un robot industrial es un manipulador de 3 o más ejes con control automático, reprogramable, multiplicación, móvil o no, destinado a ser utilizado en aplicaciones de automatización industrial. Incluye al manipulador y al sistema de control.”

El presente proyecto se centrará en la mecánica, integridad y operación del robot.

Esta misma norma también clasifica los tipos de robots industriales como se presentan a continuación.

- **Cartesianos:** estos robots trabajan trasladándose en el sistema de coordenadas de su mismo nombre, ejes XYZ, por lo que su dominio de trabajo es un cubo. Hoy día, es común ver este tipo mecanismos en máquinas como los centros de mecanizada por control numérico (CNC) o impresoras 3D como se muestra la Figura X.

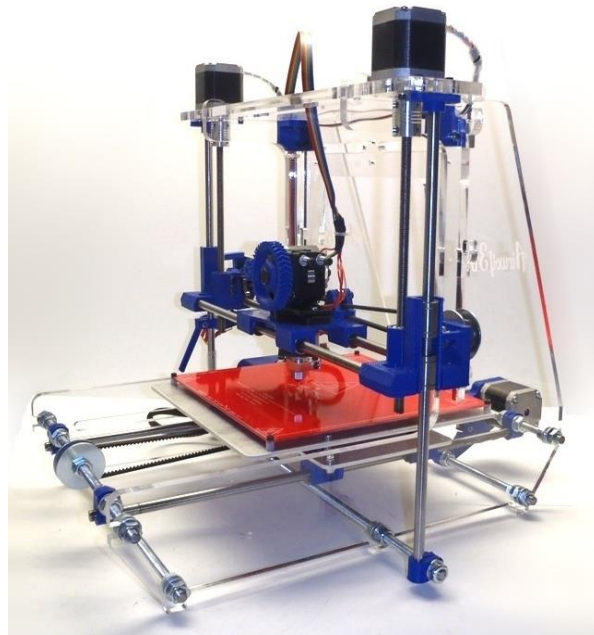


Figura 1. Robot cartesiana para una impresora 3D [5]

- Polares: este tipo, a diferencia del cartesiano, utiliza mínimo 1 (cilíndrico) ó 2 (esférico) movimientos de rotación y puede o no tener traslación. A este tipo pertenece el modelo creado para el proyecto ya que permite ser el modelo más compacto y por tanto será el objeto de diseño y estudio del presente trabajo.

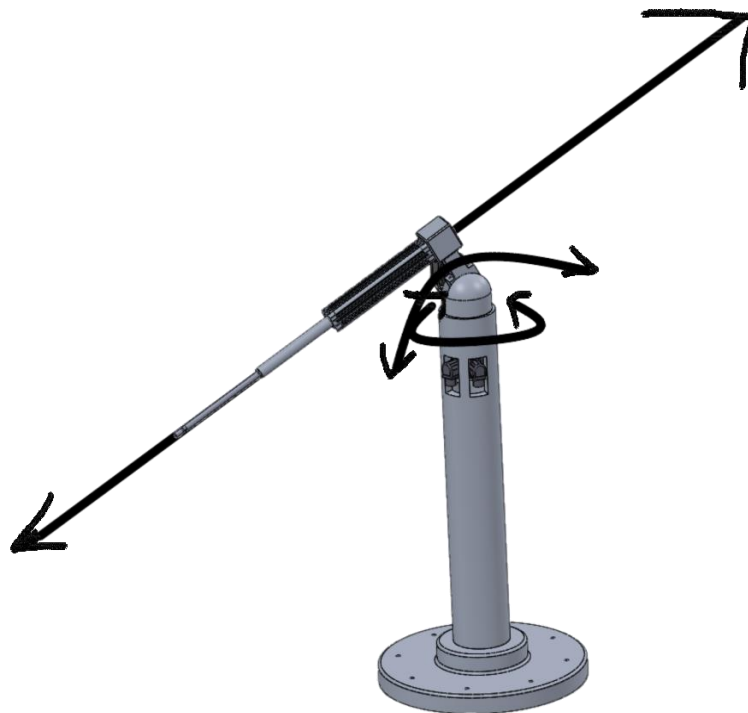


Figura 2. Robot polar sugerido con sus grados de libertad

- SCARA: Acrónimo de *Selective Compliance Articulated Robot Arm*, se utilizan en operaciones de ensamblaje o como máquina herramienta para mecanizar o soldar. Se caracterizan por su gran capacidad de articulación por medio de rótulas.



Figura 3, Robot articulado tipo SCARA. [6]

2.4. Método de Elementos Finitos (FEM)

El Método de Elementos Finitos es una técnica computacional empleada mayormente en el ámbito de la simulación en ingeniería, permitiendo la realización de ensayos por ordenador con condiciones reales (iniciales o de contorno) permitiendo entender y optimizar el diseño sin tener que invertir en experimentos reales.

Para calcular el problema propuesto (estructural en este proyecto) el FEM divide el dominio de la geometría en elementos de tamaño menor formando una malla con estos elementos, discretizando el dominio [7]. Una vez discretizado el dominio es necesario aplicar las ecuaciones gobernantes (estructurales y cinemáticas en este proyecto) de manera diferencial a cada elemento tal que operado por las funciones de forma e interpolabilidad resultan en un sistema de ecuaciones algebraico que se puede resolver matricialmente. En este cálculo matricial también es necesario considerar la matriz de conectividad entre elementos para que a cada punto se le asigne su correcta variable de interés.

3. DISEÑO

3.1. Consideraciones previas

Para la realización del diseño se ha empleado la licencia de estudiante de SolidWorks, uno de los programas referentes en Diseño Asistido por Ordenador (CAD) y que también incluye complementos para análisis cinemático, estructural, de fluidos, eléctricos, etc. Pero para el proyecto se usará el cinemático simplificado y el estructural.

El objetivo establecido por el autor es un robot polar lo más compacto posible cuyo volumen de trabajo sea una esfera de radio 300 mm a 800 mm del suelo. Los 300 mm de radio se justifican por la elección del cilindro neumático, cuyo alcance es dicha distancia. Por otro lado, los 800 mm de la base obedecen al parámetro ergonómico de la extensión máxima del brazo [8], donde el 95% de los sujetos hombre extienden el brazo 833 mm y el 95% de los sujetos mujer lo extienden 879 mm (ver Figura 4). Sin embargo, el alcance longitudinal máximo de nuestro robot es de $800+300 = 1100$ mm y, además, tiene la ventaja de la capacidad de rotación 360° en la coordenada acimutal y 188° en la coordenada polar

Otra consideración es el comportamiento elástico lineal en pequeñas deformaciones para el estudio para simplificar el caso y reducir el tiempo de computación ya que, considerando endurecimiento por deformación plástica y/o grandes desplazamientos, las ecuaciones que el FEM ha de resolver dejarían de ser lineales y pasar a ser cuadráticas, por lo que la complejidad del modelo aumentaría drásticamente y un ordenador a nivel usuario necesitaría especificaciones fuera de alcance personal para resolverlo. El autor ha experimentado con estas opciones y ha podido observar que para una malla fina el sistema se cuelga o avisa que no es posible usar dichas opciones.

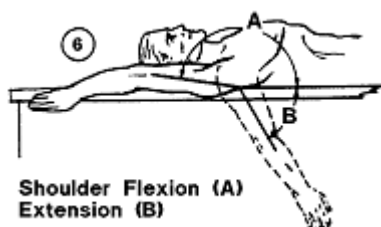


Figura 4. Antropometría de un brazo humano [8]

3.2.Ensamblaje



Figura 5. Vista isométrica de una posición ejemplo de trabajo

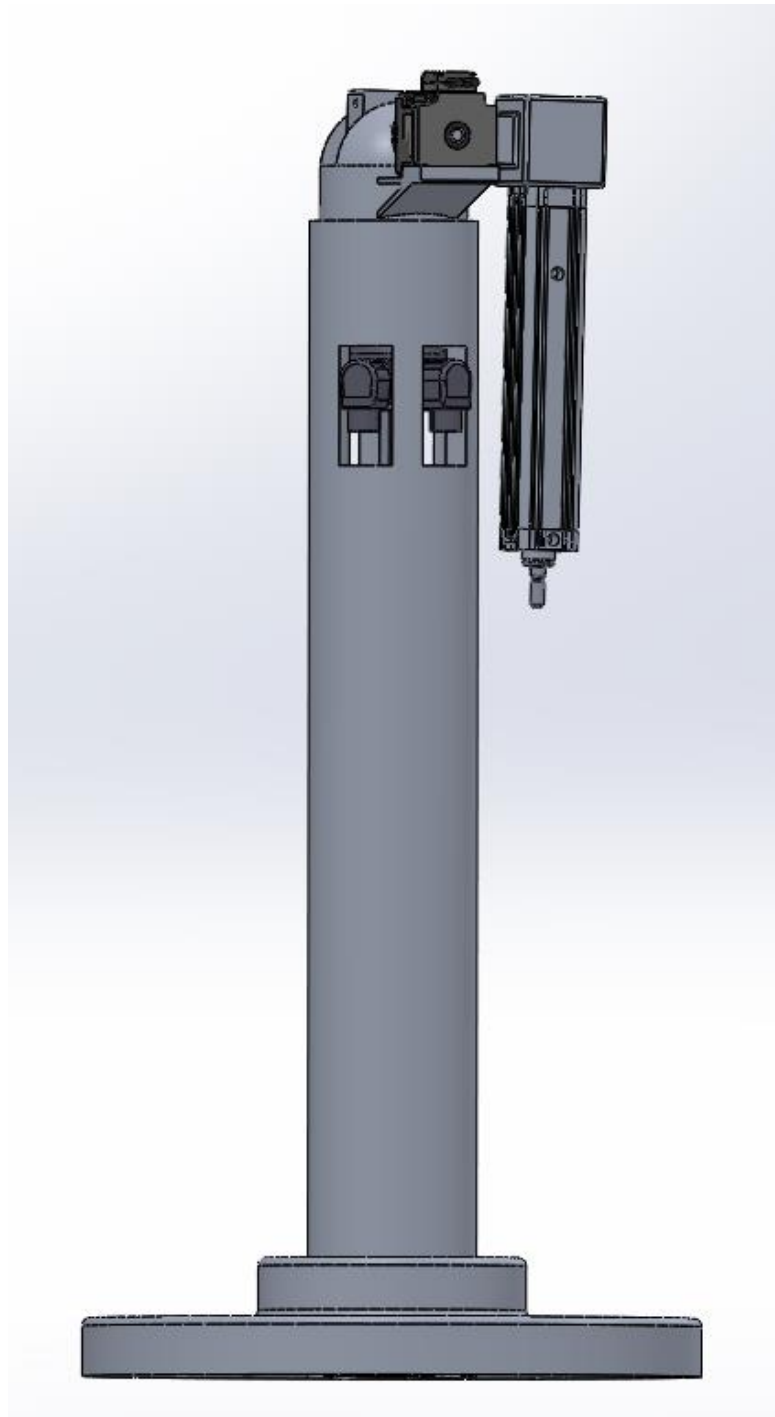


Figura 6. Ejemplo de posición de reposo del brazo robótico

3.3. Partes

3.3.1. Cilindro Telescópico

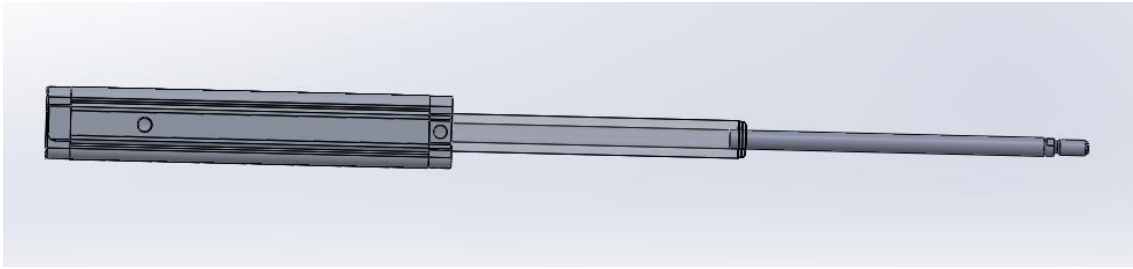


Figura 7. Cilindro Telescópico de 2 etapas

Este cilindro telescópico de 2 etapas de la empresa SocaFluid [9] de referencia RT2230250300I utiliza aire comprimido una presión máxima de 10 bares; con perfil y vástagos de aluminio anodizado de serie; pero introduciendo la última etapa en acero inoxidable para aumentar la rigidez y soportar mayores cargas en la punta donde el comprador del brazo decidirá que útil o herramienta colocará.

El fabricante establece que la superficie útil del cilindro son 201 mm² en el movimiento de empuje y 111 mm² en el retroceso junto con una presión de valor estándar de aire comprimido de 6 bar se ejercen, pues, 123 N y 65 N de fuerza axial para sendas situaciones. En caso de que la carga que han de soportar los vástagos no sea axial, se recomienda reducir la carrera a la mitad y estudiar la carga debido a la flexión de los vástagos esbeltos

3.3.2. Muñequilla

Esta pieza conecta el eje pasador rotativo del cabezal con el perfil sólido del cilindro telescópico, permitiendo un movimiento angular cenital. Se divide en dos partes para facilitar el montaje y manutención en el apriete con el cabezal. Para esta pieza se utilizará Aluminio 6061-T4 por su facilidad de mecanizado como por su alta resistencia mecánica y a la corrosión frente a otros aluminios más blandos

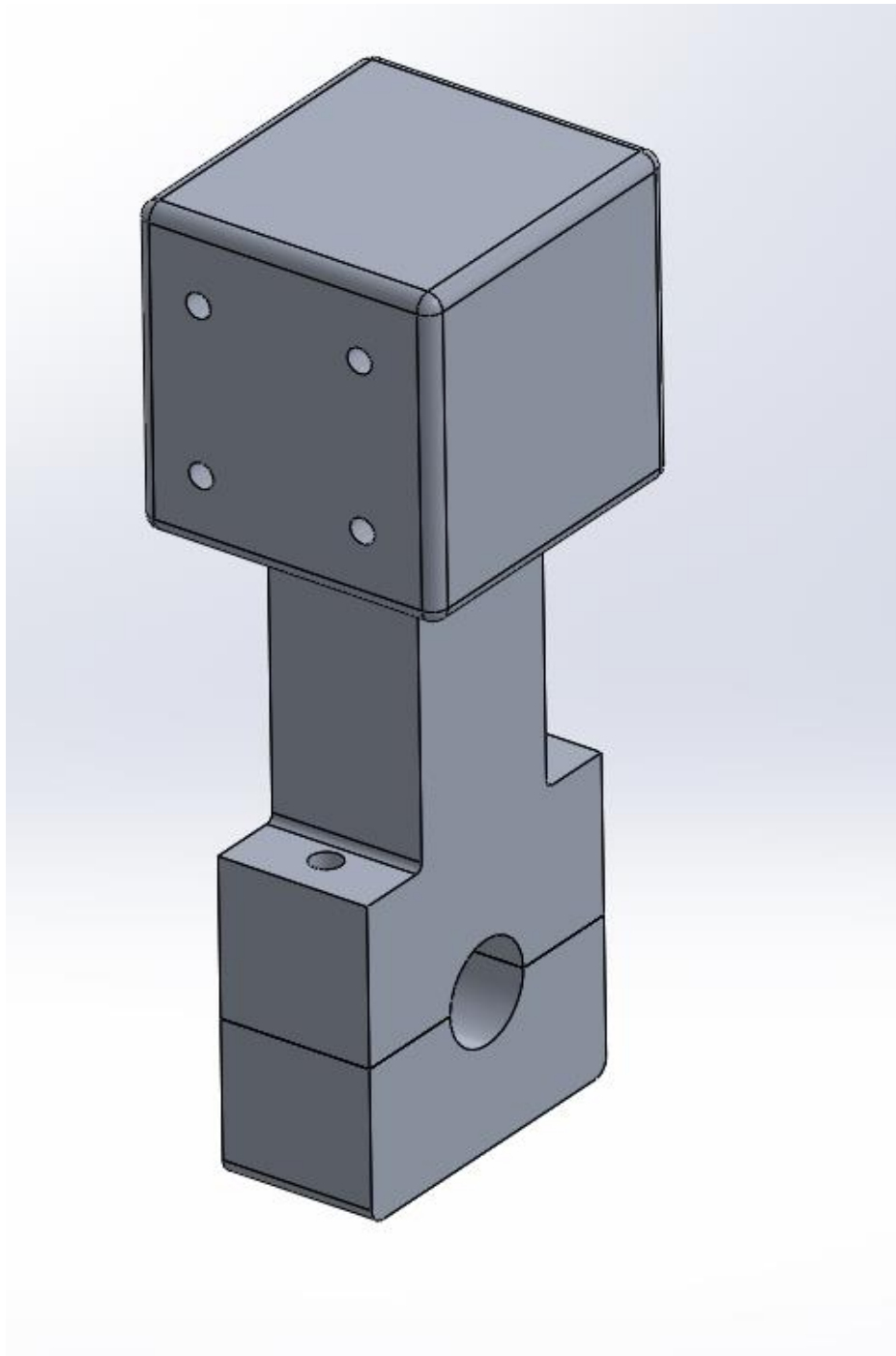


Figura 8. Montaje de la muñequilla que conecta el eje del cabezal y el cilindro neumático

3.3.3. Cabezal

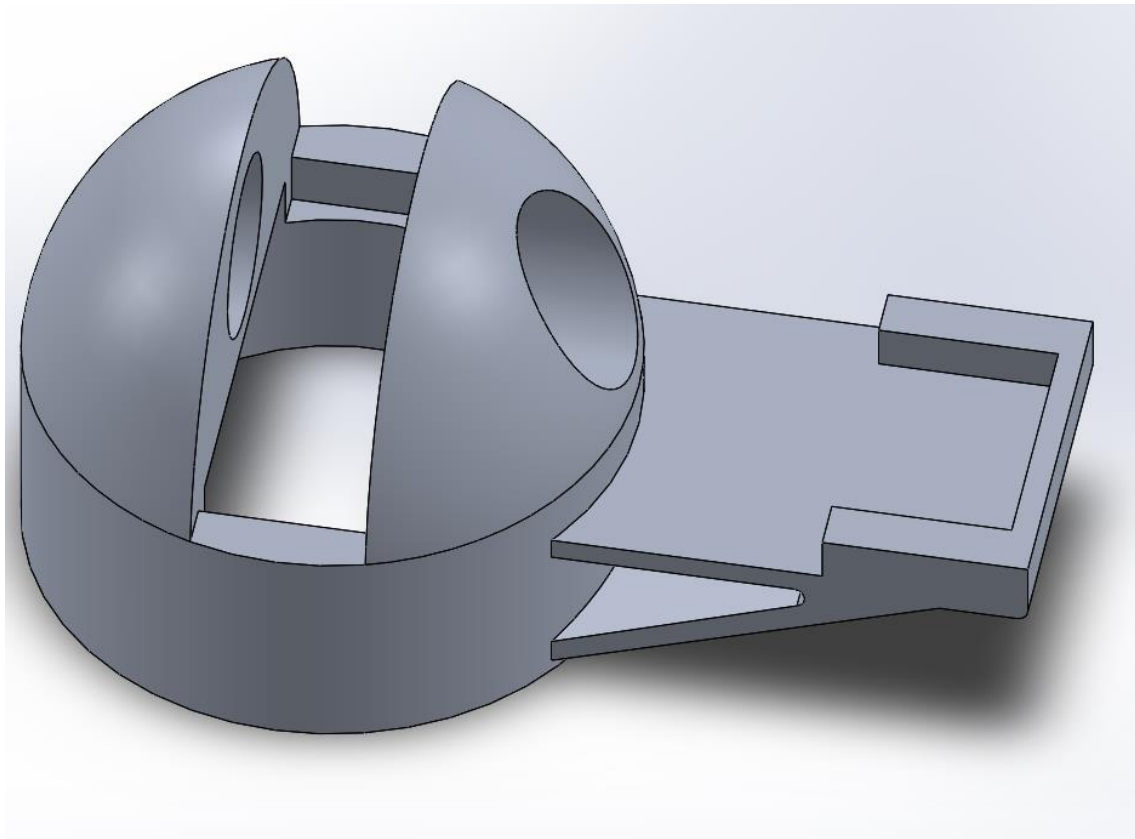


Figura 9. Cabezal rotatorio con soporte para servo del eje

El cabezal rotatorio se sostiene sobre un rodamiento axial de bolas para permitir la rotación que se transmite con el engranaje en la parte inferior de dicho cabezal. Por motivos de espacio se ha tenido que diseñar y añadir un soporte para el servo actuador del eje pasador del cabezal. Para la dinámica a altas velocidades esta base supondría problemas de vibración, pero el concepto del mecanismo es para trabajos a baja velocidad, por lo que es posible ignorar dichos efectos. Pieza de Aluminio 6061-T4

3.3.4. Base

La base sirve para dimensionar el rango y volumen de alcance del robot a la vez que sirve como soporte y cubierta para el servo actuador y el rodamiento que soporta el cabezal. Pieza fabricada en Aluminio 6061-T4

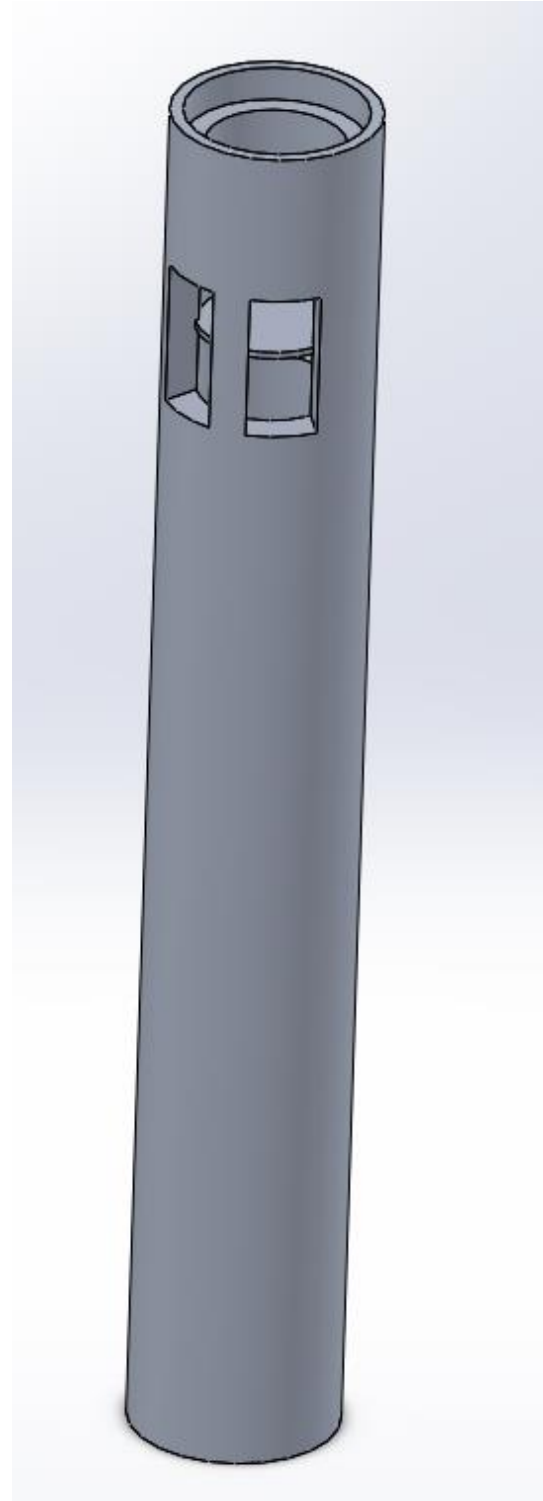


Figura 10. Base fija

3.3.5. Pie

El pie actúa como soporte para restringir el movimiento de la base y esta provista de agujeros para anclar a la superficie deseada por el cliente. El material de diseño es Aluminio 6061-T4, pero al ser una pieza de unión crítica con el suelo o sustrato, el cliente puede elegir si se hace su propio pie o escoger qué material y los agujeros para uniones.

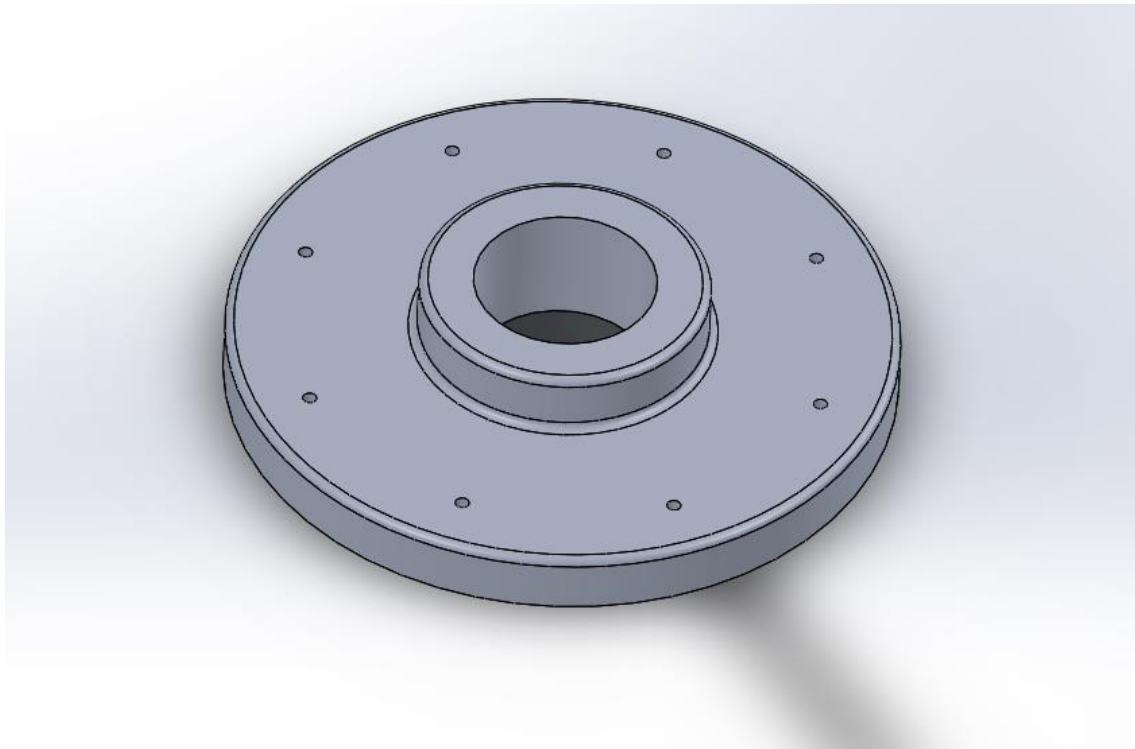


Figura 11. Pie de soporte al suelo

3.3.6. Lynx Drive (servo actuador)

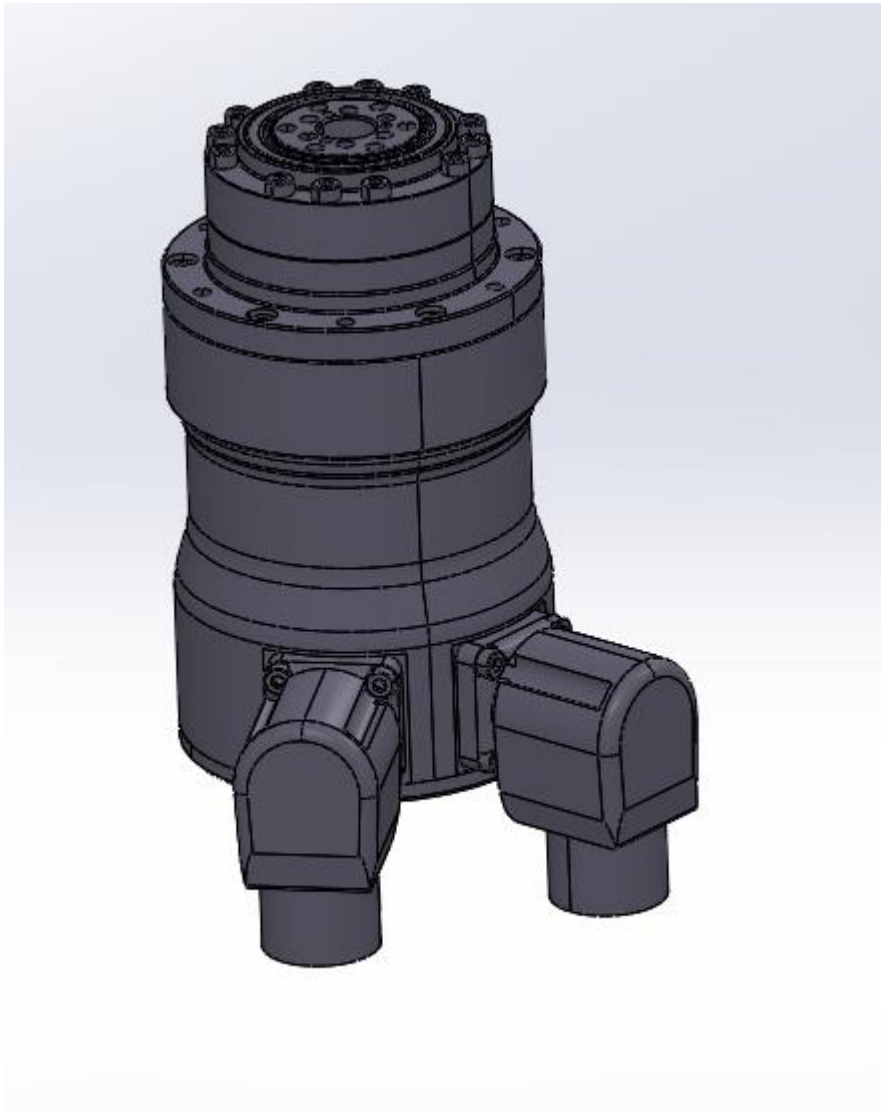


Figura 12. Servo actuador armónico Lynx Drive

La LynxDrive 14C-100 [10] es un servo actuador con reductor armónico cuya relación escogida es de 100:1 para dotar de par al engranaje que gira el cabezal. En los distintos anexos se proveerán los datasheets, planos y condiciones de operación. Aparte de estar provisto del motor eléctrico el otro borne de la máquina es una salida de encoder para tener lectura y poder seguir operando la máquina.

3.3.7. FHA-C Mini

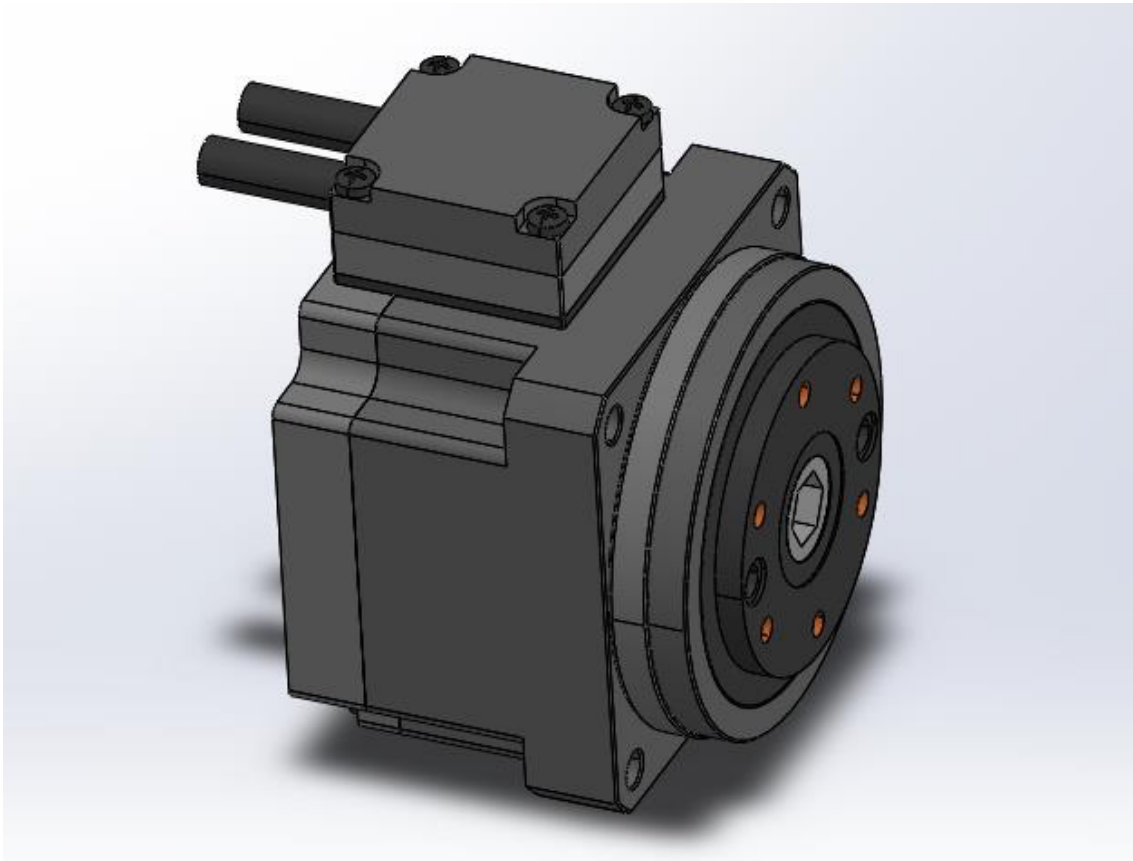


Figura 13. Servo actuador armónico FHA-C Mini

FHA-C Mini 11C-30 [11] servo actuador de eje hueco de tamaño reducido colocado en la base anexa al cabezal para dotar de movimiento rotacional al eje que pasa por el cabezal gracias a un reductor armónico cuya relación es de 30:1. Consta de una toma para dotar corriente al motor eléctrico y otra toma para el encoder conectado al sistema de control igual que la LynxDrive. Más información técnica se especificará en el datasheet y los planos.

3.3.8. Rodamientos

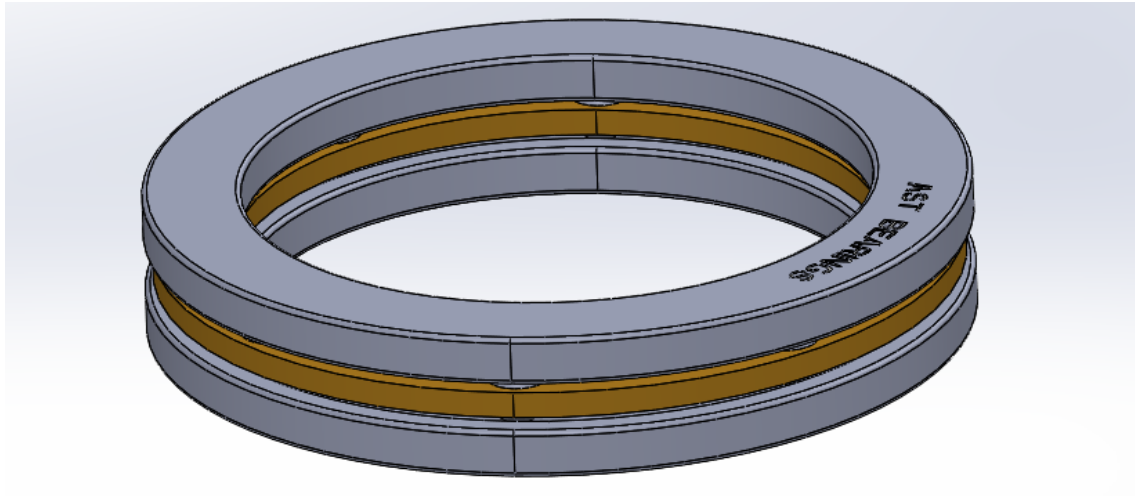


Figura 14. Rodamiento Axial de bolas soporte del cabezal

Los rodamientos son elementos de soporte mecánico que permite a 2 sólidos que estarían en contacto moverse de manera independiente reduciendo la fricción. Este movimiento relativo ocurre en los elementos rodantes (esferas, rodillos o agujas principalmente) en una pista con muy baja fricción. Por tanto, es necesario seleccionar bien los parámetros de carga, ya que son piezas que tienen un uso útil en función de la velocidad y la carga. En este proyecto usaremos dos tipos de rodamientos [12]:

4. Rodamiento axial de bolas (referencia AST 51116) para soportar el peso del cabezal. Los límites de operación se utilizarán con grasa y los cálculos pertinentes se realizarán en el capítulo de Cálculos. El datasheet se encuentra en el apartado de anexos
5. Rodamientos radiales de bolas (referencia AST 71804C) para transmisión y soporte de cargas sobre el eje pasador del cabezal. Los cálculos pertinentes se realizarán en el capítulo de Cálculos. El datasheet se encuentra en el apartado de anexos

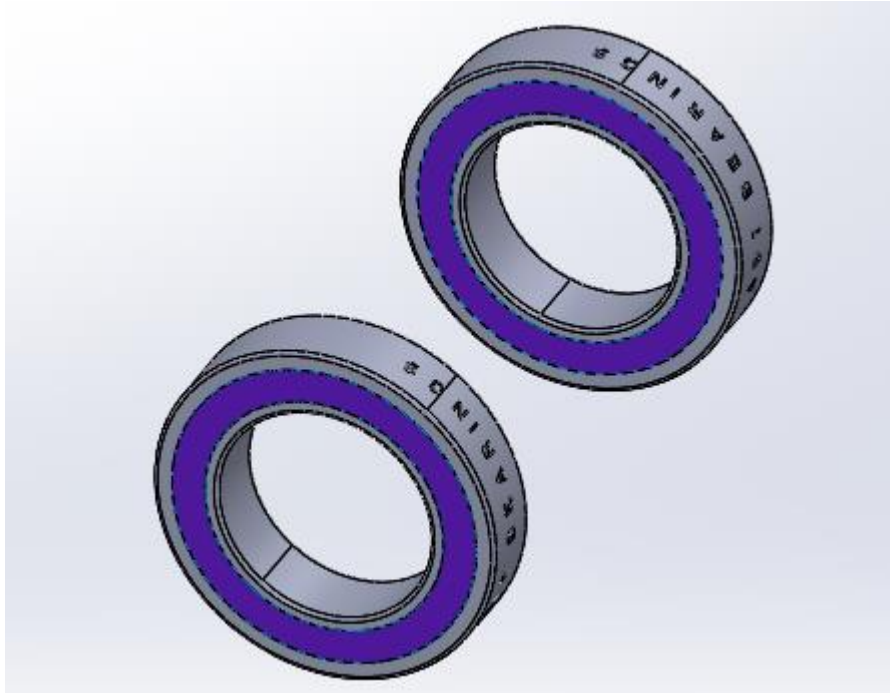


Figura 15. Rodamientos de bolas de contacto angular para las cargas del eje del cabezal

3.3.9. Eje del cabezal

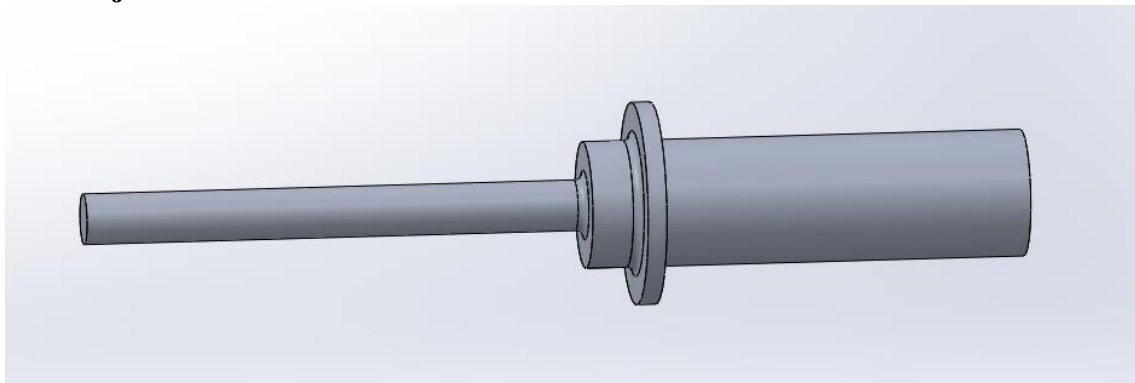


Figura 16. Eje del cabezal

Eje del cabezal, responsable de transmitir la rotación generada por el FHA-C mini a la muñequilla además de soportar todas las cargas siendo uno de los componentes críticos por tener que soportar el peso superior y la torsión para girar.

3.3.10. Engranajes

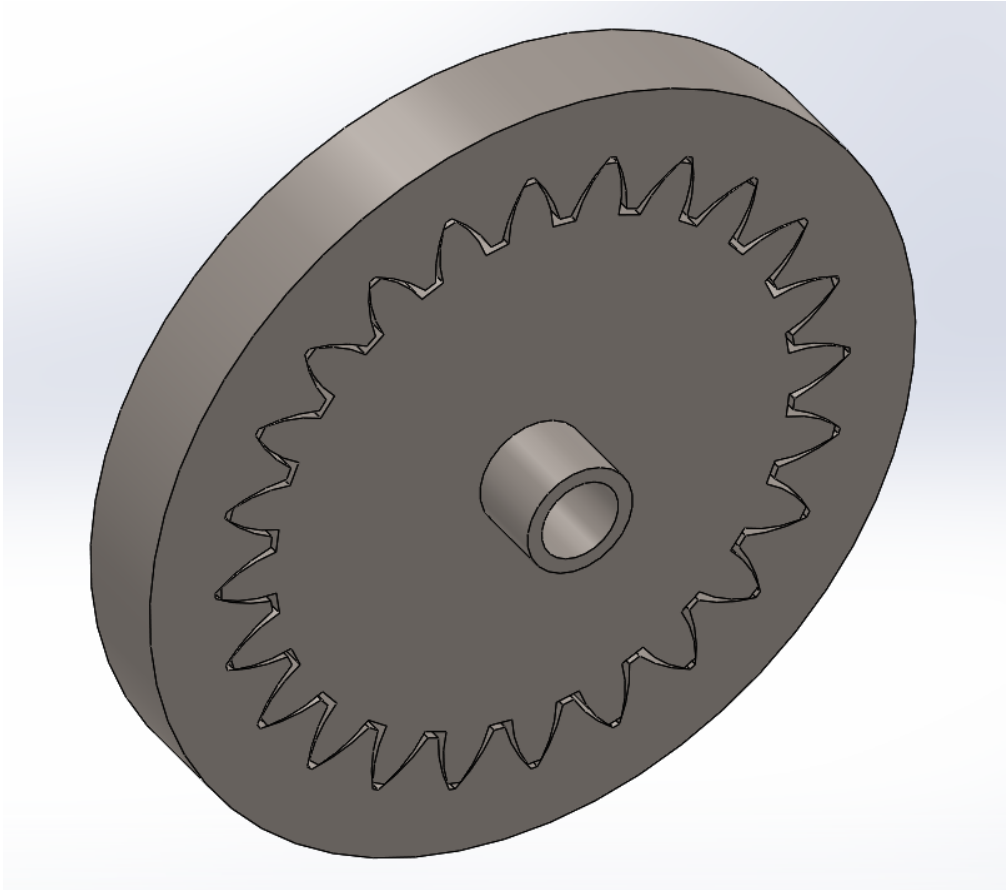


Figura 17. Conjunto de engranajes que mueven el cabezal por dentro.

Para poder transmitir el par necesario, el propio SolidWorks proporciona en un toolbox (biblioteca de elementos predefinidos) la opción de implementar engranajes bajo normativa ANSI Metric. Debido a los límites propios de esta biblioteca de elementos no es posible implementar engranajes más pequeños con disposición planetaria de manera que se puedan modificar la relación de transmisión de par. Se justifica el uso del conjunto de engranaje con relación 1:1 de manera que quede bloqueado y el par mueva de manera lenta y precisa el engranaje interno (como si fuese la “hembra” de un machi-hembrado) ya que por el reducido espacio y por no rigidizar más el cabezal se ha optado por esta solución.

3.4. Preparación del caso

Para simplificar y reducir el tiempo de simulación, el número de casos se ha reducido a 2: uno con el cilindro paralelo al cilindro base sin estar apoyado en los topes y con una carga crítica que se ha ido determinando de manera que el Factor de Seguridad mínimo sea 1 o mayor; y otro con la muñequilla completamente vertical y el cilindro en voladizo soportando una carga máxima axial y transversal.

Para reducir de manera drástica la complejidad de la malla de FEM se han excluido del análisis las geometrías de los servo actuadores y del cilindro neumático y se han sustituido por cargas equivalentes como se muestra en la figura a continuación.

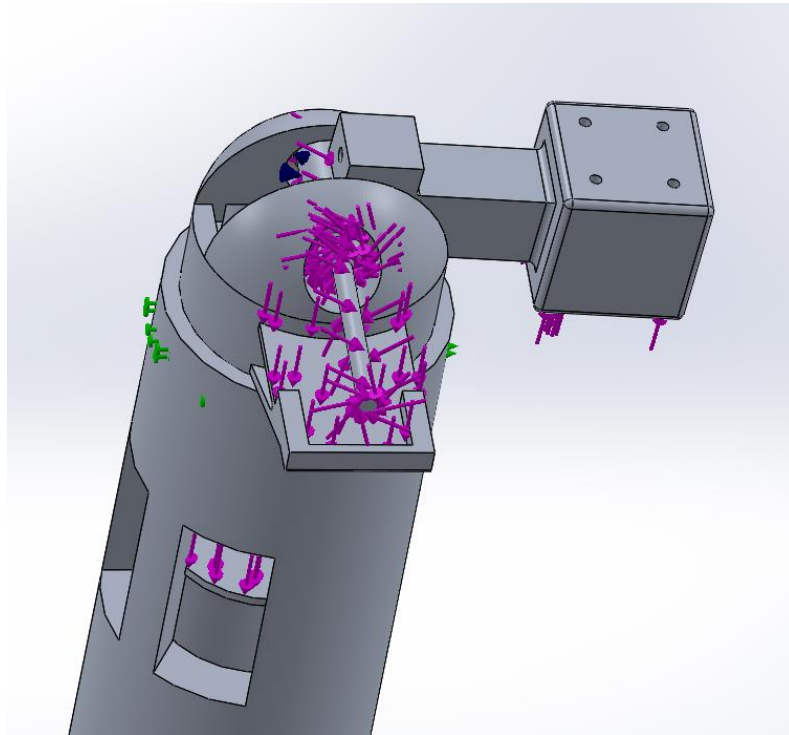


Figura 18. Disposición de las cargas

A continuación, se describen las condiciones sobre el modelo:

- Par de torsión de la Lynx Drive: 50 Nm sobre el cubo del engranaje
- Par de torsión de la FHA-C Mini: 25 Nm sobre el eje del cabezal
- Carga sobre la base de la FHA-C Mini: 3 kg (0,6 kg del servo + 2,4 kg para dimensionar con seguridad)
- Carga sobre el soporte de la Lynx Drive: 5 kg (1,5 kg del servo + 3,5 kg para dimensionar sobre seguridad)
- Gravedad considerada ($9,81 \text{ m/s}^2$) en longitudinal y transversal a la base
- Materiales (biblioteca de materiales de SolidWorks)
 - Aluminio 6061-T4 (base, cabezal, eje de cabezal, muñequilla, perfil del cilindro y vástago primero)
 - Límite elástico: 227,6 MPa
 - Módulo de Young: 69 GPa
 - Coeficiente de Poisson: 0,33
 - Acero aleado (engranajes)
 - Límite elástico: 620,4 MPa
 - Módulo de Young: 210 GPa
 - Coeficiente de Poisson: 0,28

Una vez sustituidos las partes de geometría compleja con sus efectos equivalentes es necesario establecer relaciones tipo “Rodamiento” y los contactos entre piezas para la transmisión de cargas. Además, es necesario establecer que el rodamiento axial encajado en la base donde apoya el cabezal ha de tener la cara inferior restringida para que el cabezal rote sobre dicho rodamiento.

A continuación, es necesario realizar el mallado. Para ello se realizarán una malla rápida de calidad “borrador” y otra más fina para ver el efecto de la malla en el resultado. La malla se ha realizado con un control por curvatura para adaptarla mejor a las geometrías cilíndricas del modelo; realizando refinamientos (es decir, elementos de malla más pequeños) en componentes críticos como son redondeos, el eje pasador del cabezal y los engranajes que mueven el cabezal

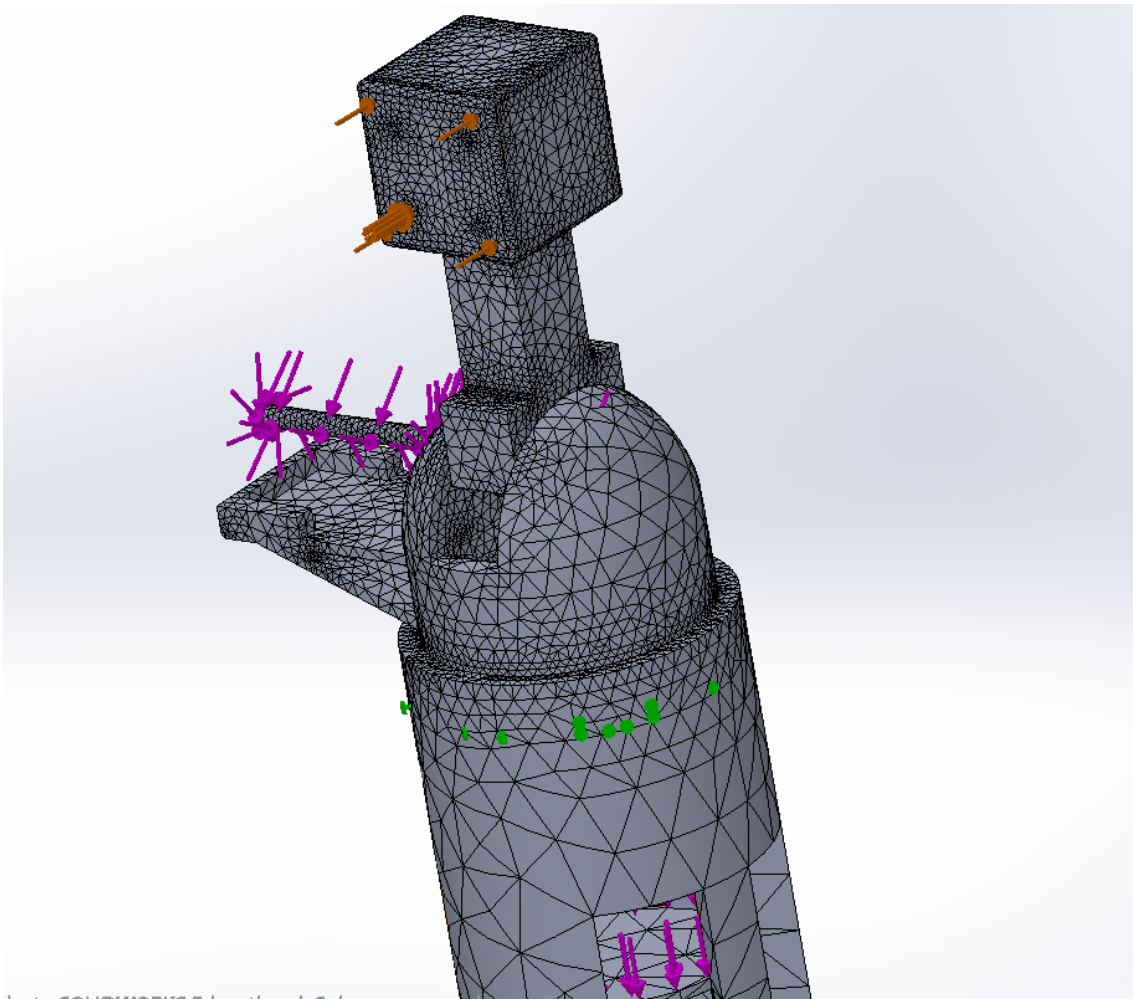


Figura 19. Malla fina para el caso

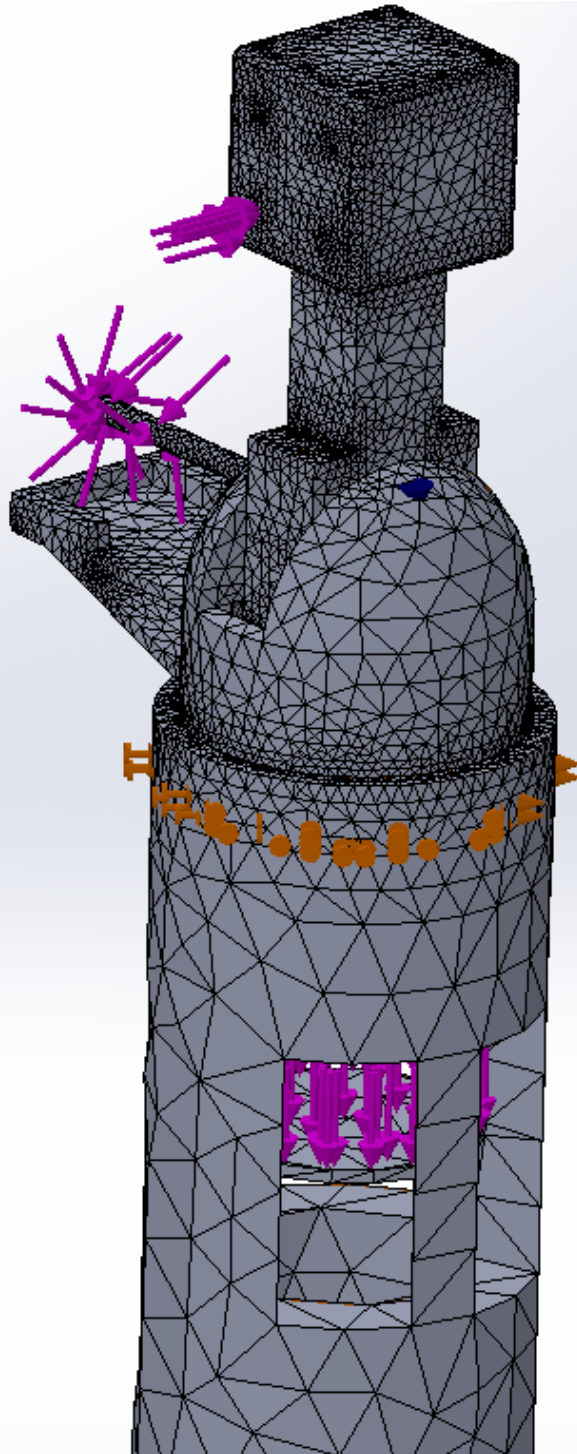


Figura 20. Malla "borrador" para el estudio. La fuerza sobre la muñequilla aplica a toda la cara, SolidWorks ha decidido presentarlo en el agujero.

4. RESULTADOS

4.1. Rodamientos

Un rodamiento, como se ha especificado en el apartado 3.3.8, son elementos que necesitan estimar su vida útil en función de la carga y velocidad ya que son elementos críticos en el mantenimiento.

El fabricante adjunta en su web el cálculo de vida de sus rodamientos [13]

$$L_{10}(\text{horas}) = \frac{16667}{n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^3 \quad (1)$$

$$P = XF_r + YF_a \quad (2)$$

Donde L_{10} es la vida útil en horas para el 90% de los rodamientos; n la velocidad de rotación (consideraremos las máximas velocidades absolutas de cada servo); C_r el factor dinámico de carga y P la carga equivalente, que depende de factores tabulados X, Y y las fuerzas axiales y radiales del problema

A esta vida útil habría que multiplicar por factores de confiabilidad, material y condiciones de operación. Considerando una confiabilidad del 90% y que trabajará a temperatura menor que 120°C, todos los factores equivalen a la unidad.

Por tanto, la vida de cada rodamiento queda:

- Bolas de contacto angular: en diseño solo soporta carga radial, ya que no hay movimientos en el eje axial
 - $X = 1$ ya que $F_a/F_r = 0 < 0,38$
 - $F_r = 1000 \text{ N}$ de carga del cilindro + peso de componentes. Suponiendo que hay 2 rodamientos, cada uno soporta la mitad
 - $C_r = 3900 \text{ N}$
 - $P = \frac{1}{2} \cdot \left(0,76 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 1000 \text{ N} \right) = 503,5 \text{ N}$
 - $n = 200 \text{ rpm}$ (datasheet FHA-C-11C-30)
 - $L_{10}(\text{horas}) = \frac{16667}{200} \left(\frac{3900}{503,5} \right)^3 = 38728 \text{ horas}$
- Bolas axial: en diseño solo soporta carga radial, ya que no hay movimientos en el eje radial
 - $X = 1$ ya que $F_a/F_r = 0 < 0,38$

- $F_a = 1000 \text{ N}$ de carga del cilindro + peso de componentes.
- $C_r = 3900 \text{ N}$
- $P = 1 \cdot \left(1,75 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 1000 \text{ N} \right) = 503,5 \text{ N}$
- $n = 85 \text{ rpm}$ (datasheet LynxDrive-14C-100)
- $L_{10}(\text{horas}) = \frac{16667}{85} \left(\frac{48500}{1020} \right)^3 = 21 \text{ millones de horas}$

Como se observa, de los cálculos estos rodamientos van a funcionar con cargas muy bajas frente a sus capacidades dinámicas de carga y a muy bajas vueltas, por lo que el mantenimiento de esta máquina va a ser prácticamente nulo

4.2. Estudio de los casos

Tabla 1. Resumen de los casos estudiados en FEM

	Posición 1 (Cilindro paralelo a la base)		Posición 2 (Cilindro perpendicular a la base)		Posición 3 (Gravedad transversal)
	Malla Borrador (160k gdl)	Malla Fina (1,4M gdl)	Malla Borrador (160k gdl)	Malla Fina (1,4M gdl)	Malla Fina (1.4M gdl)
Tensión Máxima [MPa]	192 en la base de los dientes (Figura 21)	338 en la base de los dientes (Figura 23)	95.7 en el redondeo del eje del cabezal (Figura 26)	177 en la base de los dientes (Figura 28)	618, donde recae el peso (Figura 30)
Factor de Seguridad Mínimo	2.2 en la muñequilla (Figura 22)	1.58 en la muñequilla (Figura 25)	2.37 en el redondeo del eje del cabezal (Figura 27)	1.58 en la muñequilla (Figura 29)	1, donde recae el peso (Figura 31)

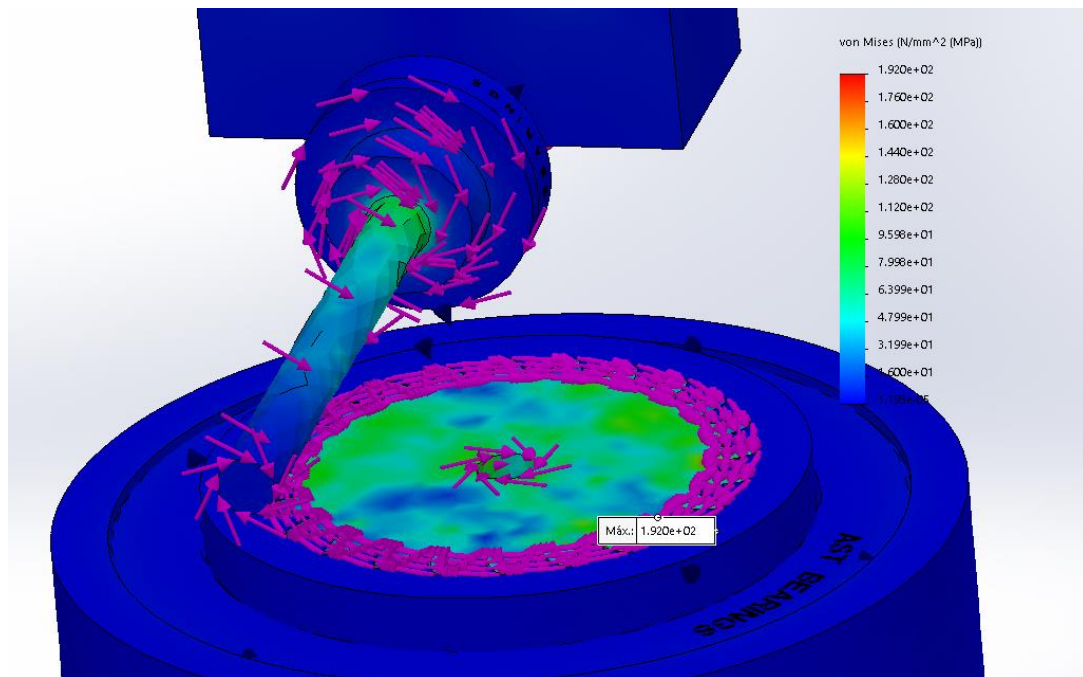


Figura 21. Tensiones obtenidas para la malla borrador con el cilindro paralelo a la base

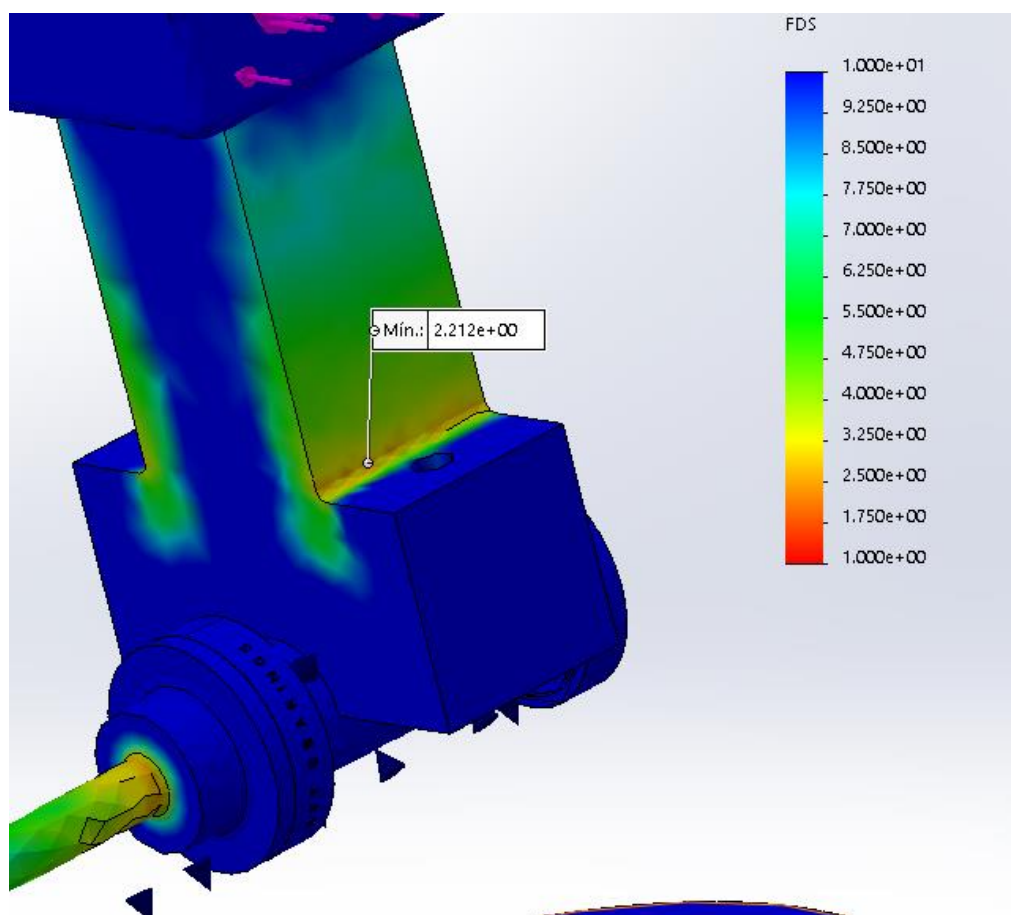


Figura 22. Factor de seguridad obtenido para la malla borrador con el cilindro paralelo a la base

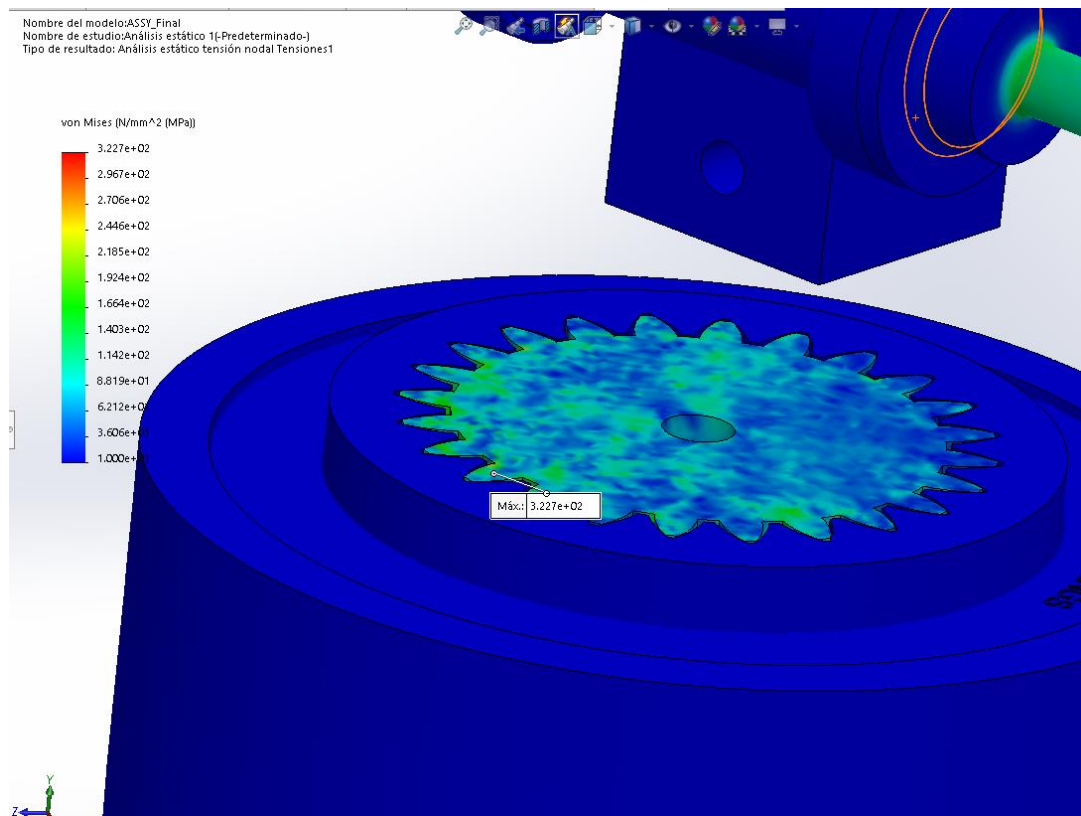


Figura 23. Tensiones obtenidas para la malla fina con el cilindro paralelo a la base centrado en el engranaje

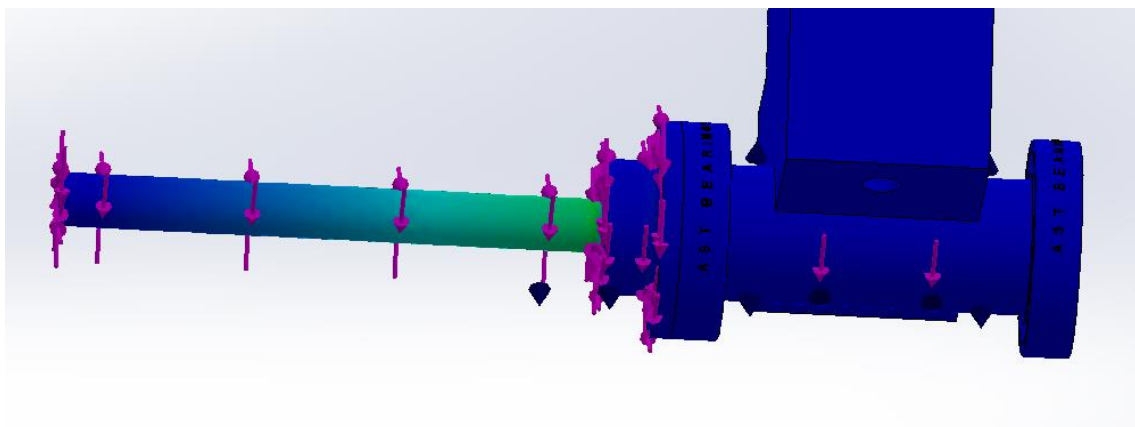


Figura 24. Tensiones obtenidas para la malla fina con el cilindro paralelo a la base centrado en el eje pasador

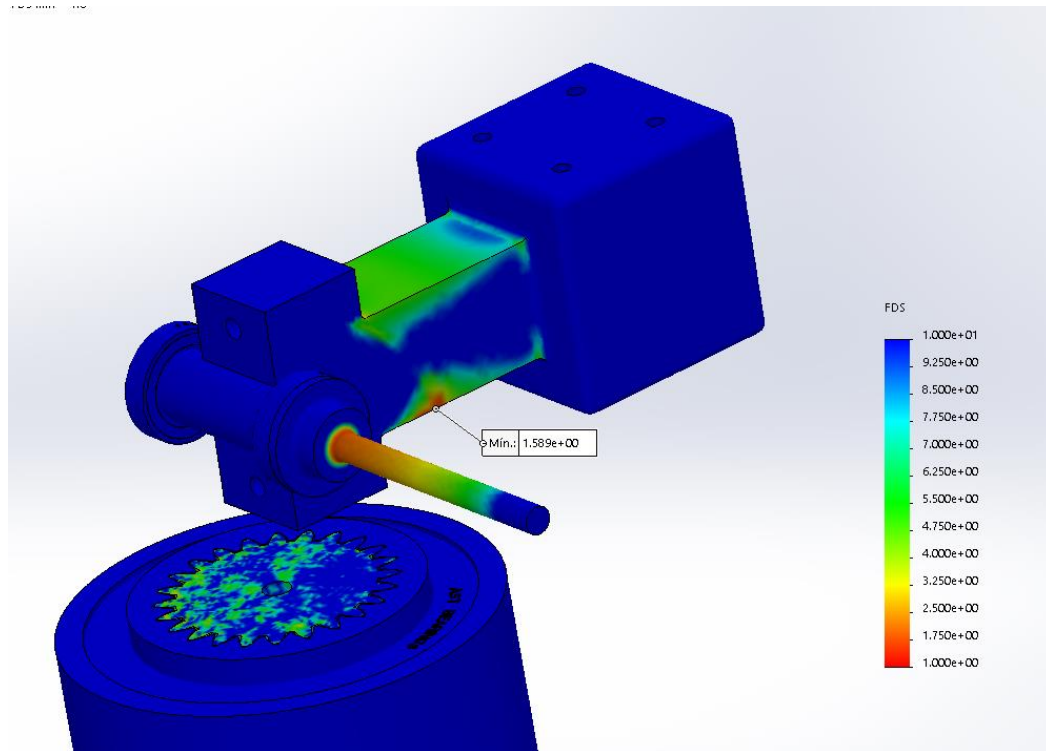


Figura 25. Factor de Seguridad obtenido para la malla fina con el cilindro paralelo a la base

En las figuras anteriores sólo varia la malla y se observa que con una malla más fina aumenta la tensión en la zona de contacto del engranaje, lo cual es de esperar ya que se caracteriza mejor el contacto por lo que se obtiene de manera precisa lo que ocurre en esa zona crítica. Con la malla de borrador y por cómo funciona el FEM, con un elemento mayor en tamaño es más difícil caracterizar la tensión real ya que sólo puede haber un valor de tensión que caracterice al elemento que a su vez puede ocupar lugar cercano y lejano al contacto, donde se concentran las tensiones.

Respecto al factor de seguridad, con la malla más fina y el momento que genera la fuerza axial en la muñequilla hace que ésta flecte y sumado a un material menos resistente (Aluminio), la zona de menor área de la muñequilla y los redondeos se consideran zonas de concentración de tensiones.

En las siguientes figuras ocurre prácticamente lo mismo, salvo que con el cilindro perpendicular a la base y la malla borrador (Figura 26), se justifica que la mayor tensión esté en el redondeo (que actúa como concentrador de tensiones) del eje del pasador por el mayor momento de vuelco que se produce y que ha de soportar el eje.

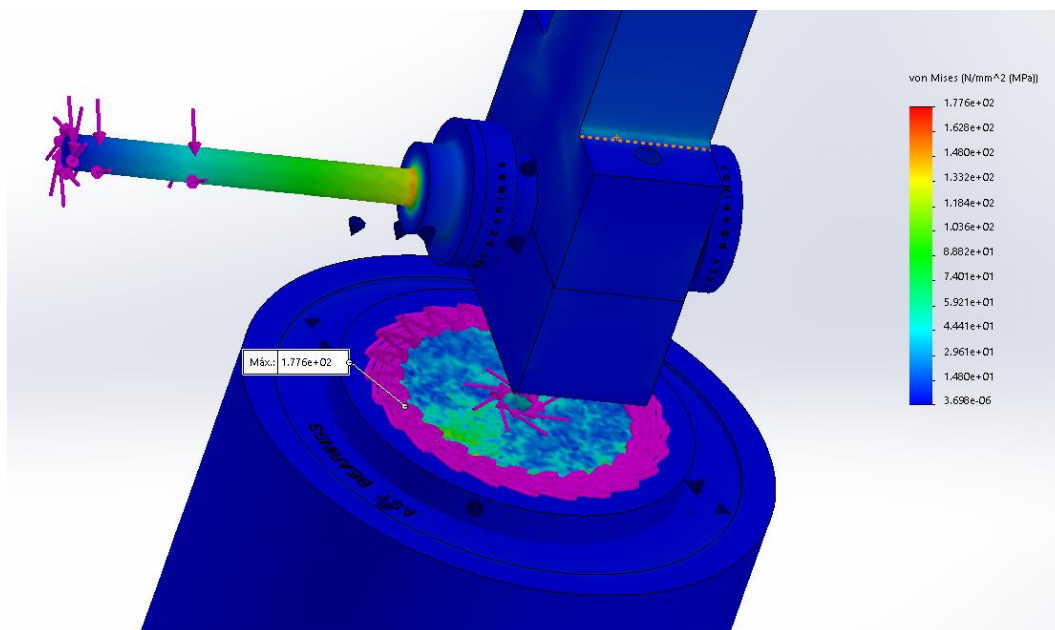


Figura 26. Tensiones obtenidas para la malla fina con el cilindro perpendicular a la base

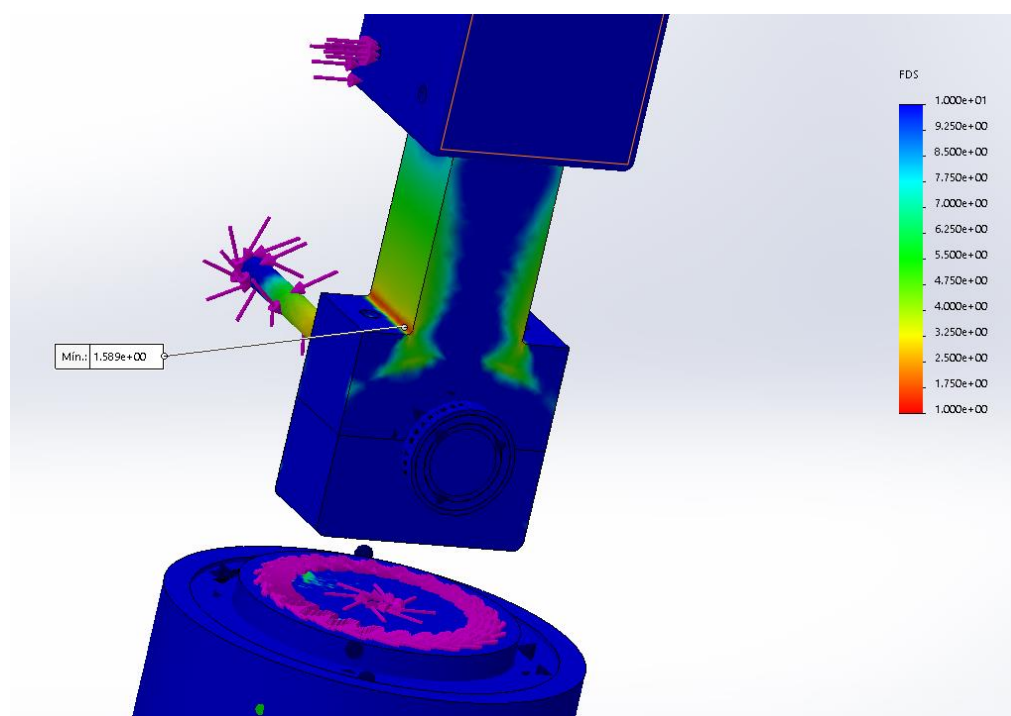


Figura 27. Factor de seguridad obtenido para la malla fina con el cilindro perpendicular a la base

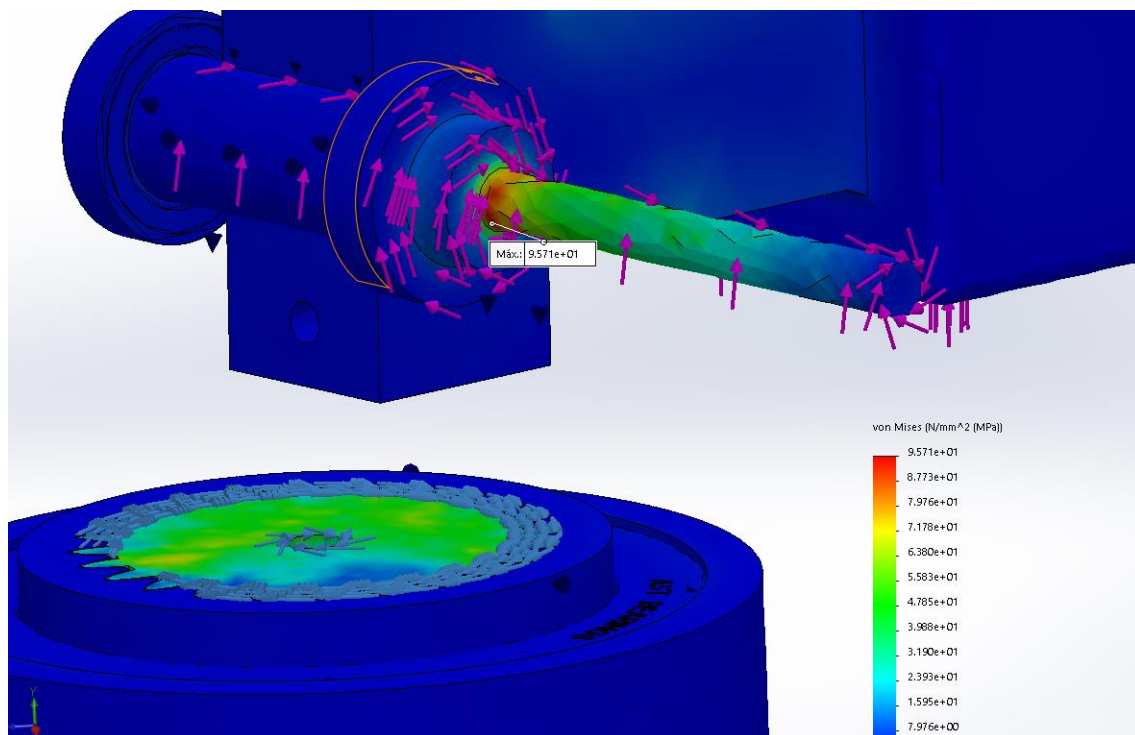


Figura 28. Tensiones obtenidas para la malla borrador con el cilindro perpendicular a la base

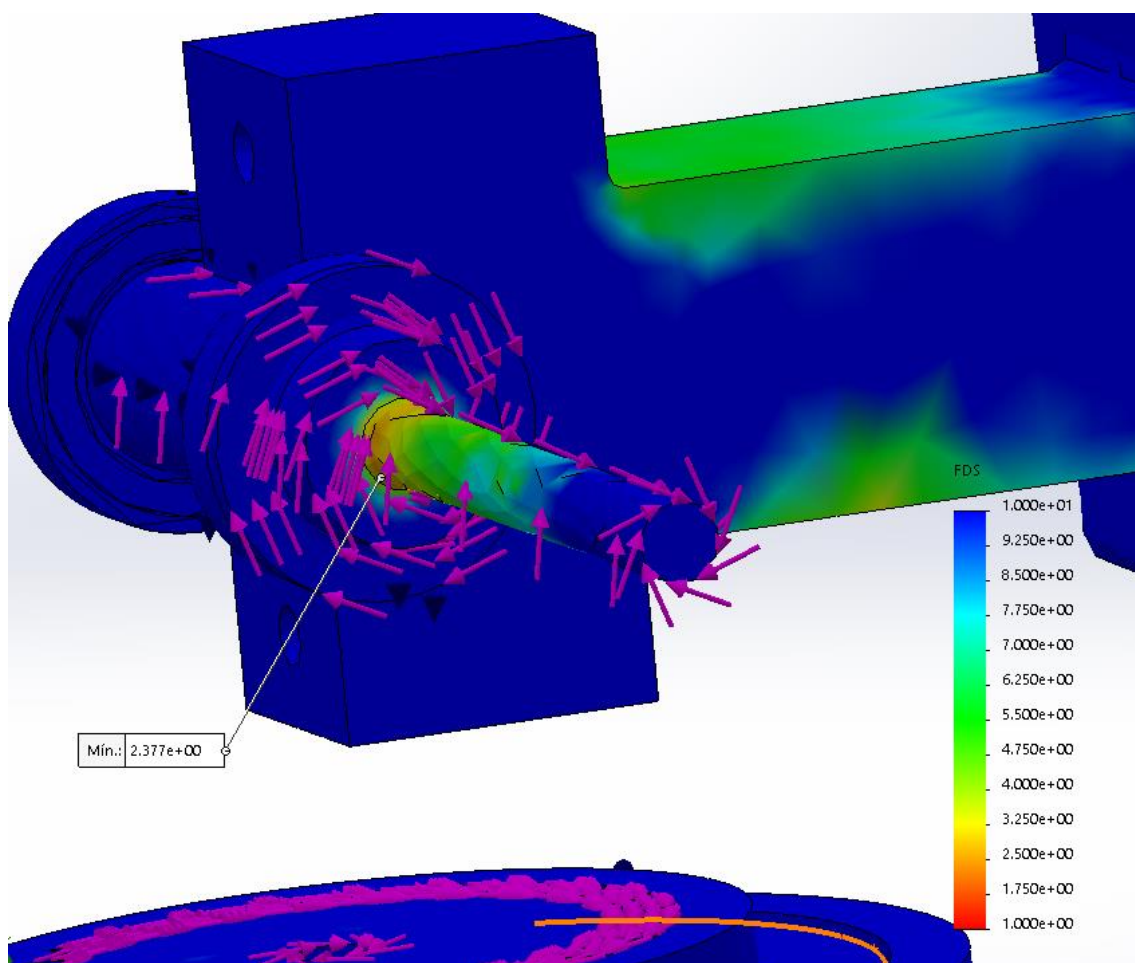


Figura 29. Factor de Seguridad obtenido para la malla borrador con el cilindro perpendicular a la base

Finalmente, si cambiamos la dirección de la gravedad (resultado de atornillar la base a una pared vertical, por ejemplo), se observa cómo la tensión aumenta respecto a los casos anteriores y es crítica donde recae el peso. Sin embargo, con un factor de seguridad mínimo de 1 se debería buscar una mejor malla para ver si varía e intentar mitigar las tensiones. Una posible solución sería reducir el alcance y la carga sobre el cilindro.

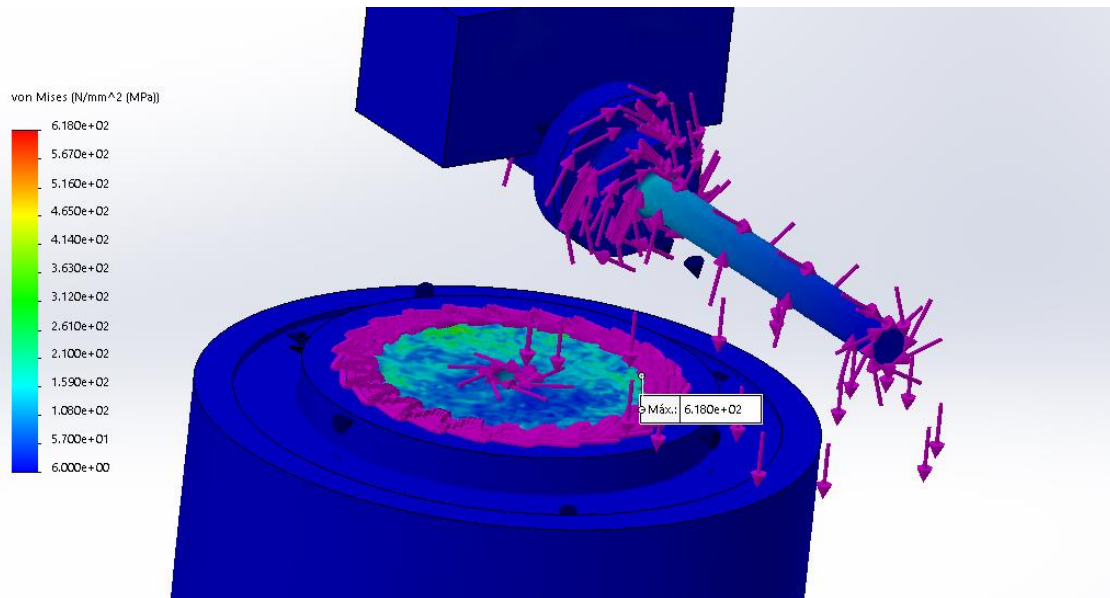


Figura 30. Tensiones obtenidas para la malla fina considerando la gravedad transversal a la base

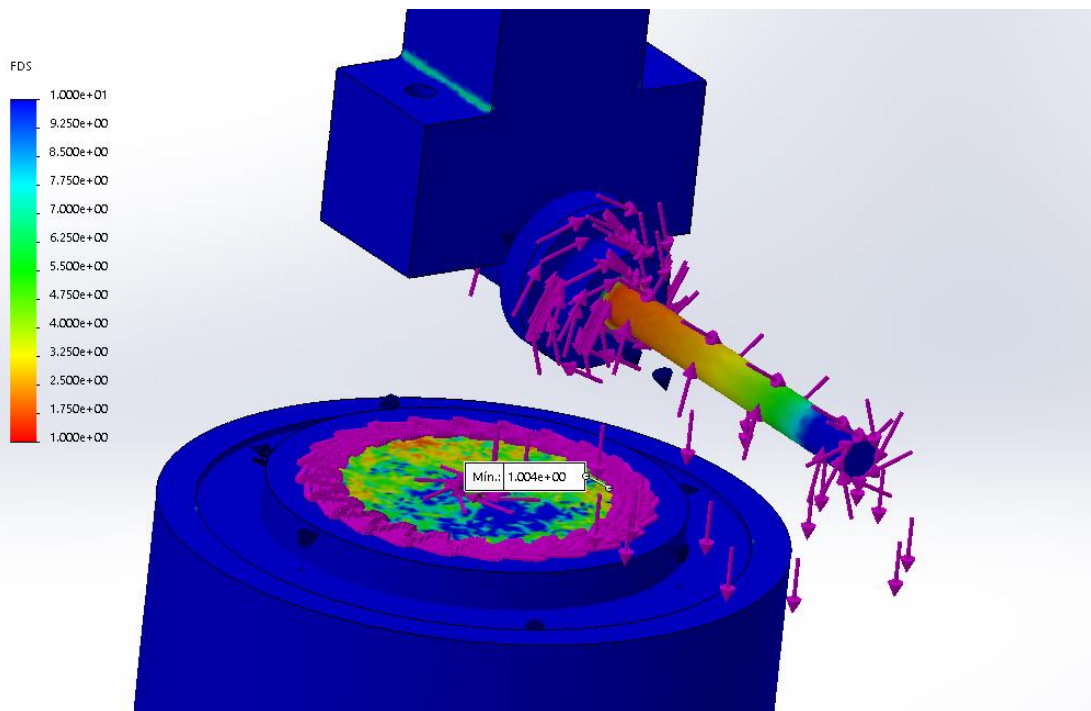


Figura 31. Factor de Seguridad obtenido para la malla fina considerando la gravedad transversal a la base

Como podemos ver, en este último caso se está muy cerca de la plastificación tanto en el engranaje como en el eje del cabezal. Para evitar dicho fenómeno indeseable se tomará como medida de seguridad reducir la potencia suministrada a los servoactuadores, bajando la capacidad de transmitir par. Además, se va a estudiar también los vástagos del cilindro reduciendo fuerza

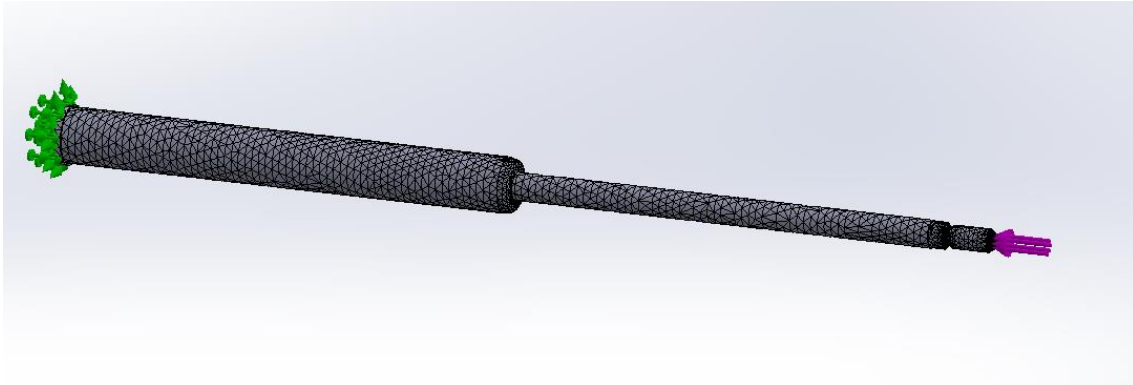


Figura 32. Malla y condiciones de contorno del estudio de vástagos

Como medida sugerida por el proveedor del cilindro, se puede reducir la carga manteniendo el alcance o reducir el alcance, siendo esto último no deseable por parte del autor. Además, es necesario considerar la fuerza del aire sobre el vástago.

Introduciendo una fuerza bruta en el extremo de 800 N y los aproximadamente 100 N del aire sobre el vástago a 6 bar de presión en contradi dirección, obtenemos los siguientes resultados de tensión y Factor de Seguridad. También cabe decir que la dirección de la gravedad no ha afectado lo suficiente para considerar poner ambos casos.

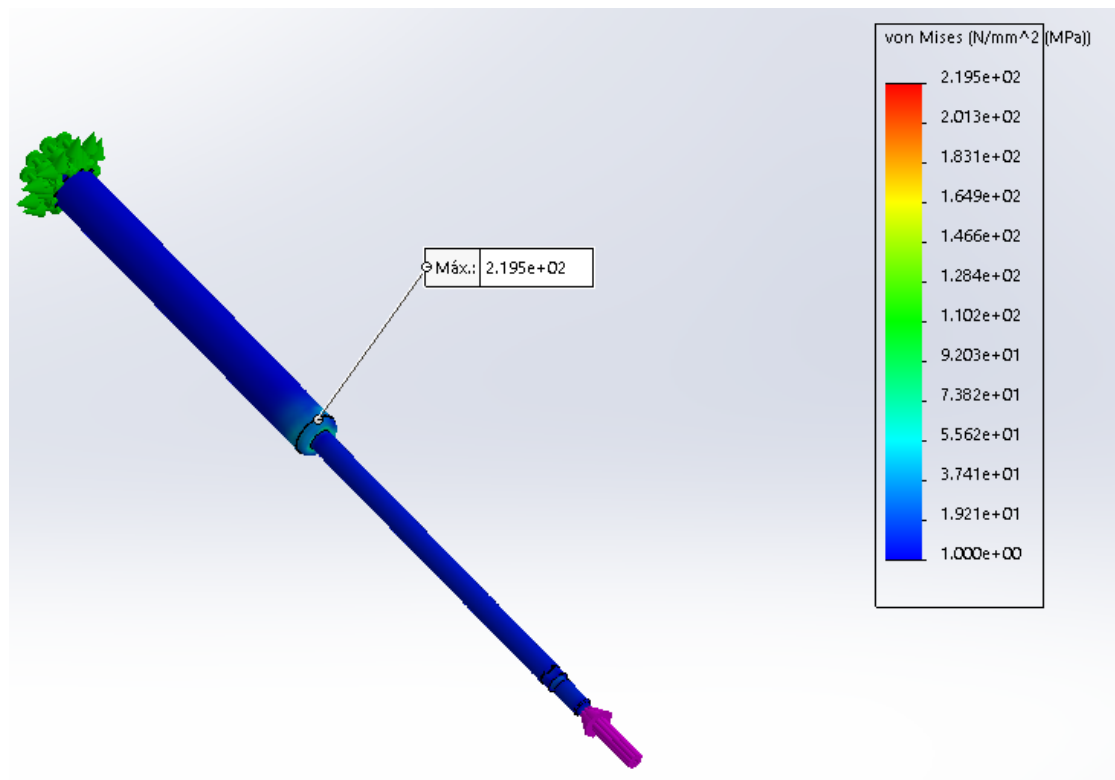


Figura 33. La tensión crítica ocurre en la zona de contacto interno entre vástagos al restringir la carrera del vástago menor

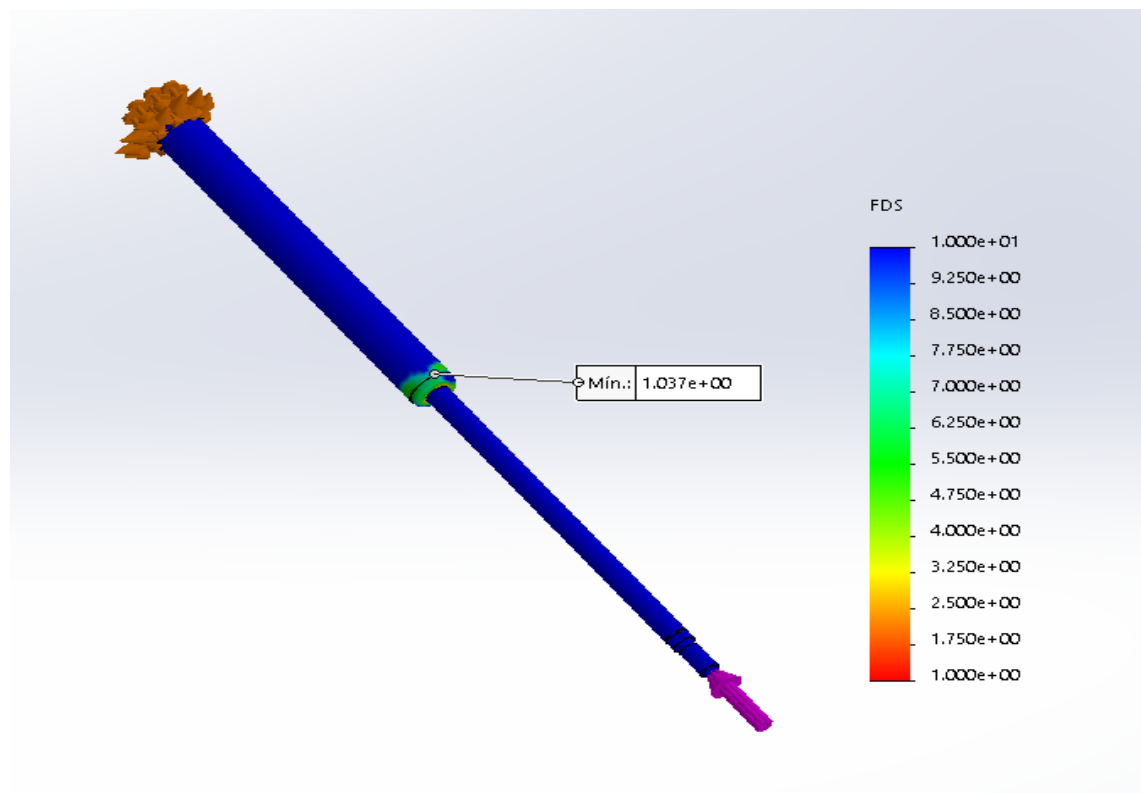


Figura 34. Factor de Seguridad mínimo en la misma región de la máxima tensión.

4.3. Tornillería

Otros de los elementos críticos del ensamblaje son los tornillos, los cuales también ha de ser suficientemente fuertes para aguantar las cargas. Para elegir la calidad (resistencia) de los tornillos podemos revisar el apartado anterior y escoger los tornillos en función de las tensiones máximas.

4.3.1. Tornillos que unen muñequilla con el perfil del cilindro

Estos tornillos o espigas roscadas, por su gran longitud y no tener cabeza de tornillo como tal, son de métrica M5 (definida por el cilindro). Si calculamos la tensión en el caso de que la muñequilla reciba 1000 N de fuerza del cilindro entonces resulta:

$$\sigma_{\text{tornillo}} = \frac{1000 \text{ N}}{\frac{4 \text{ tornillos}}{\pi \cdot \frac{5^2}{4}}} = 12,3 \text{ MPa}$$

Suponiendo también el caso de que la carga no sea axial, sino que transversal, el tornillo también sufrirá tensión tangencial que es necesario considerar

$$\tau = \frac{1000 \text{ N}}{\frac{4 \text{ tornillos}}{\pi \cdot \frac{5^2}{4}}} = 12,3 \text{ MPa}$$

Para un tornillo comercial de calidad 6.8 resulta:

- $\sigma_{\text{elástico}} = 4 \times 6 \times 10 = 240 \text{ MPa}$
- $\sigma_{\text{rotura}} = 4 \times 10 = 400 \text{ MPa}$

Este valor de límite elástico está por encima del límite elástico del Aluminio 6061-T4 usado en las piezas, por lo que plastificará el aluminio antes en cualquiera de los casos, incluso cuando las cargas se componen

4.3.2. Tornillos que unen la muñequilla

Asumiendo que los tornillos usados son de calidad homogénea 6.8 y que estos tornillos son M6 podemos hacer el cálculo añadiendo el peso de la muñequilla. Sin embargo, como la masa añadida es despreciable frente a la carga y además el diámetro de la espiga es mayor, la tensión será parecida al caso anterior

4.3.3. Tornillos del pie al suelo

Estos tornillos han de soportar todas las cargas, por lo que aparte de las cargas de diseño, han de soportar el peso total de la estructura (16 kg), la carga que cuelga del cilindro y, por seguridad, se añadirá un 25% más en la componente normal y un añadido en cortante del tornillo por efectos de desequilibrio rotativo (en forma fuerzas centrífugas). Estos tornillos son de métrica M9 y calidad 6.8.

$$\sigma_{tornillo} = \frac{1500 N}{\frac{8 \text{ tornillos}}{9^2} \cdot \frac{\pi \cdot \frac{9^2}{4}}{4}} = 3 MPa$$

$$\tau_{tornillo} = \frac{500 N}{\frac{8 \text{ tornillos}}{9^2} \cdot \frac{\pi \cdot \frac{9^2}{4}}{4}} = 1 MPa$$

Según Von Mises, se han de combinar en una $\sigma_{tornillo} = \sqrt{3^2 + 3 \cdot 1^2} = 3,5 MPa$

Pese a estas bajas tensiones, es necesario mencionar que estos tornillos también han de soportar los efectos del suelo o sustrato sobre el brazo robótico, siguiendo con la filosofía de mantenimiento muy reducido como los rodamientos.

4.4. Cinemática simplificada

Para analizar el brazo robótico como un mecanismo debemos considerar la fórmula de Gruebler

$$gdl = 3 \cdot (n^{\circ} \text{ eslabones}) - 2 \cdot \text{Juntas} - 3 \cdot (n^{\circ} \text{ eslabones fijos}) \quad (3)$$

En nuestro caso: $gdl = 4 \cdot 3 - 3 \cdot 2 - 3 \cdot 1 = 3$

Estos dos grados de libertad corresponden con los 2 giros (acimutal y polar) y la capacidad de extensión del cilindro neumático.

A continuación, es necesario definir las ecuaciones de movimiento:

- Cabezal (rotación): $\theta_c(t) = \omega_1 t$
- Muñequilla (movimiento oscilatorio): $\theta_m(t) = \theta_{max} \text{sen}(\omega_2 t + \varphi)$
- Cilindro neumático: $x(t) = v_{cilindro} \cdot t$

Introduciendo $\omega_1 = 25 \text{ rpm} = 2,62 \text{ rad/s}$ y añadiendo la línea de trazado sobre el centro de gravedad del soporte del servo podemos estimar la distancia de excentricidad de la base del servo que mueve el eje dentro del cabezal.

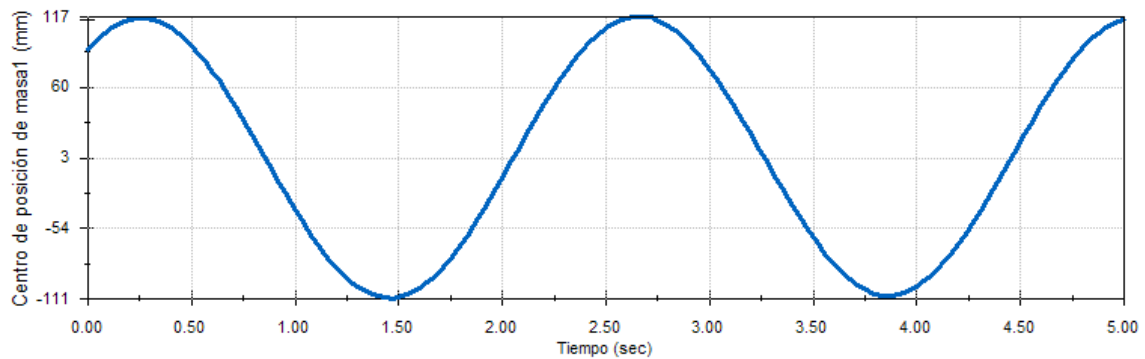


Figura 35. Oscilación del centro de gravedad de la base del servo con respecto a la cara del cabezal donde se une, cuyo sistema de coordenadas permanece fijo y no rota

Por tanto, la amplitud de la oscilación es de $117 - 3 = 114 \text{ mm}$ desde la unión de este soporte con la cara cilíndrica del cabezal con el sistema de coordenadas fijo, siendo el valor medio 57 mm . Consecuentemente, la distancia de excentricidad total será el radio del cabezal más el valor medio; eso es, $52,5 + 57 = 109,5 \text{ mm}$ desde el centro de la circunferencia del cabezal. La masa de la base del soporte y el servo asciende a 611 gramos .

Para mitigar esta excentricidad que produce vibraciones y reduce la vida se puede lastrar la parte opuesta del cabezal (con un material más pesado) tal que la masa por distancia equivalga a la masa por distancia de la excentricidad o añadiendo la misma masa a la distancia equivalente para la excentricidad, siendo esta última opción la más peligrosa en cuanto a otra “parte” que sobresale, aumentando al doble las posibilidades de golpearse con algo o alguien.

La muñequilla, partiendo de que está en posición completamente vertical tendrá un ángulo de amplitud máximo de 94° hasta que choque con el cabezal, por lo que su operación se limita a controlar los valores de giro del servo que actúa sobre el eje a partir de sus encoders.

La posición del cilindro dependerá de la presión del aire que el cliente necesite, pero por seguridad se recomienda que la velocidad del cilindro esté entre $0,1$ y $1,5 \text{ m/s}$

5. SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO

No se puede olvidar que este tipo de robots van a estar en una instalación o se llevarán para tareas en ambientes complicados como unidad sustitutiva de humanos (ejemplo, manipulación de explosivos), por lo que con las normativas vigentes (ver apartado 1.3) se ha de establecer los límites de la máquina, que quedan definidos por los servo actuadores (ver Anexo B); su pertinente evaluación en función de probabilidad y daño y mitigación del riesgo (solo de Moderados, Importantes o Inaceptables; dejando de lado los Triviales y Tolerables)

Tabla 2. Análisis de riesgos y evaluación de peligros

Peligro	Probabilidad			Daño			Calificación (T, TO, M, I, IN)
	Baja	Media	Alta	Leve	Medio	Extremo	
Movimientos imprevistos		X		X			TO
Parada/puesta en marcha repentina (embalamiento)	X			X			T
Liberación imprevista de la carga manipulada		X			X		M
Aplastamiento de mano al mantener el robot		X			X		M
Cortocircuito / Choque eléctrico	X			X			T
Fatiga por control mal colocado	X			X			T
Tropezco con el soporte del suelo	X				X		TO
Problemas de audición por vibraciones	X				X		TO
Daños por condiciones ambientales extremas	X			X			T

Tabla 3. Mitigación e información de peligros

Peligros (M,I,IN)	Medidas y Procedimiento	Información y/o Formación	¿Riesgo Calculado? (Sí/No)
Liberación imprevista de la carga manipulada	Uso de pantalones, botas y guantes de seguridad. Casco en caso de que la caída del objeto esté por encima de la cabeza del operario	Marcar distancia de seguridad en la zona del alcance del robot	No
Aplastamiento de mano al mantener el robot	Desconexión de los bornes y uso de guantes		Si

No se puede olvidar que por la simplificación que se ha hecho del modelo CAD para facilitar la visualización, es necesario fabricar una tapa que cubra todo el servo y el eje del cabezal para que todas las partes móviles estén protegidas durante su operación.

6. PRESUPUESTOS

En este capítulo se estimarán los costes del brazo manipulador para poner de venta en el mercado:

Tabla 4. Precios de unidades y materiales

PIEZA	CTD	MATERIAL	COSTO UNITARIO	UNIDAD
AST_Bearings_51116	1		80.00 €	unidad
AST_Bearings_71804C	2		50.00 €	unidad
Base	1	Al 6061-T4	4.20 €	kg
Cabezal	1	Al 6061-T4	4.20 €	kg
Muñequilla - Inferior	1	Al 6061-T4	4.20 €	kg
Muñequilla - Superior	1	Al 6061-T4	4.20 €	kg
Eje pasador del Cabezal	1	Al 6061-T4	4.20 €	kg
Pie de la base	1	Al 6061-T4	4.20 €	kg
Metric - Internal spur gear 2.5M 24T 20PA 10FW ---S24S80OD 1AF	1	Acero Aleado	2.20 €	kg
Metric - Spur gear 2.5M 24T 20PA 10FW ---S24O11H18L8N	1	Acero Aleado	2.20 €	kg
LynxDrive-14C-100-AO-H-MKE	1		800.00 €	unidad
Perfil del Cilindro	1	Al 6061-T4	4.20 €	kg
Vástago 1	1	Al 6061-T4	4.20 €	kg
Vástago 2	1	Acero Aleado	2.20 €	kg
FHA MINI-11C-30-D200-K(E)	1		700.00 €	pieza
Espigas roscadas	6	Acero Inoxidable	2.45 €	m
Tuercas	8	Acero Inoxidable	0.07 €	unidad

Tabla 5. Tabla de costes de materiales brutos y compras

PIEZA	AREA (m²)	LONGITUD (m)	DENSIDAD (kg/m³)	COSTE MATERIAL
AST_Bearings_51116				80.00 €
AST_Bearings_71804C				100.00 €
Base	0.003455752	0.83	2.7	0.03253 €
Cabezal	0.008494867	0.055	2.7	0.00530 €
Muñequilla - Inferior	0.0018	0.03	2.7	0.00061 €
Muñequilla - Superior	0.004489	0.134	2.7	0.00682 €
Eje pasador del cabezal	0.000804248	0.15	2.7	0.00137 €
Pie de la base	0.152053084	0.085	2.7	0.14656 €
Metric - Internal spur gear 2.5M 24T 20PA 10FW ---S24S80OD 1AF	0.003318307	0.01	7.7	0.00056 €
Metric - Spur gear 2.5M 24T 20PA 10FW - -- S24O11H18L8N	0.002650719	0.1	7.7	0.00449 €
LynxDrive-14C-100-AO-H-MKE				800.000 €
Perfil del Cilindro	0.002025	0.2	2.7	0.00459 €
Vástago 1	0.000452389	0.21	2.7	0.00108 €
Vástago 2	0.011309734	0.23	7.7	0.04406 €
FHA MINI-11C-30-D200-K(E)				700.000 €
Espigas roscadas		0.45		1.10250 €
Tuercas				0.56000 €
Total				1,681.91 €

Tabla 6. Costes de fabricación de piezas producidas no compradas

PIEZA	PROCESO	COSTE UNITARIO	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE FABRICACION
Base	Torneado interno	0.04 €	cm3	1131.725907	45.26903629 €
Cabezal	Mecanizado	0.04 €	cm3	167.2176594	6.688706378 €
Muñequilla - Inferior	Mecanizado	0.04 €	cm3	456	18.24 €
Muñequilla - Superior	Mecanizado	0.04 €	cm3	301.526	12.06104 €
Eje pasador del cabezal	Torneado	0.04 €	cm3	149.3628421	5.974513684 €
Pie de la base	Fresado	0.04 €	cm3	6924.512177	276.9804871 €
Metric - Internal spur gear 2.5M 24T 20PA 10FW ---S24S80OD 1AF	Formado de engranajes	0.50 €	cm	20.42035225	10.21017612 €
Metric - Spur gear 2.5M 24T 20PA 10FW - -- S24O11H18L8N	Formado de engranajes	0.50 €	cm	20.42035225	10.21017612 €
Perfil del Cilindro	Mecanizado	0.04 €	cm3	35	1.4
Vastago 1	Torneado	0.04 €	cm3	25.00176184	1.000070474
Vastago 2	Torneado	0.04 €	cm3	2.576238717	0.103049549
	Cambios Setup	1.00 €	unidad	17	17
Total					405.14 €

Tabla 7. Coste de montaje del robot

ASSEMBLY	COSTE UNITARIO	UNIDAD	CANTIDAD	COSTE MONTAJE
Montaje Pesado	0.75 €	Operación	3	2.25 €
Montaje Ligero	0.15 €	Operación	10	1.50 €
Apretar	1.00 €	Tuerca	8	8.00 €
Total				11.75 €

Si sumamos los totales el coste físico del producto es de 2098,8 €. Como los costos son aproximados respecto al coste real, es recomendable añadir un 20% de margen tal que el costo de fabricación es de 2500 € aproximadamente.

A continuación, se estima el coste total del proyecto:

Tabla 8. Presupuesto para la realización del proyecto

Elemento	Coste
<i>Ordenador de gama media-alta (CPU 6 núcleos, 16GB RAM, gráfica de 4GB)</i>	1500 €
<i>Ingeniero (30€/hora), 150 horas</i>	4500 €
<i>Licencia del software utilizado (3 meses)</i>	2850 €
<i>Coste del robot (materiales, fabricación y montaje)</i>	2500 €
<i>Operario fabricación (18€/hora), 40 horas</i>	900 €
	12250 €
<i>Otros gastos no estipulados (10% del total)</i>	1250 €
Coste del robot	13500 €
<i>Margen para beneficios</i>	2500 €
	16000 €
<i>IVA (21%)</i>	3360 €
Precio de Venta	19360 €

7. IMPACTO DEL ROBOT

En el presente capítulo se considerará el impacto que tiene un robot sobre la industria y la sociedad

En la industria, el uso de robots ha permitido integrar la producción en un único sistema automatizado, permitiendo aumentar el ritmo de trabajo y la calidad de cada producto. Sin embargo [14], la gran capacidad de trabajo de los robots crea una desigualdad en los sueldos de los humanos frente a la inversión para seguir mejorando los robots- Como lo último es lo más rentable, se necesitan menos trabajadores al lado de los manipuladores automatizados. Otra característica que puede afectar a esta desigualdad es la Inteligencia Artificial, la cual permitirá al robot conectarse a las bases de datos en la nube y tomar decisiones óptimas, haciendo redundantes a los trabajadores *in situ*.

En el ámbito social, los robots siempre han estado sujetos a la aceptación moral de las distintas culturas, sobre todo cuando se asemejan al ser humano. [15] La cultura oriental se muestra más abierta al uso de estos robots como “mascota”, mientras que la occidental se muestra con el miedo a un posible levantamiento de las máquinas contra los humanos. Es precisamente el interés de la industria militar lo que siembra el miedo, por lo que es necesario que tanto industria como sociedad hagan un uso ético y responsable de la tecnología, en general,

8. CONCLUSIONES

Analizando el modelo FEM podemos observar cómo el tamaño de la malla influye de manera significativa en la precisión de los resultados que un ordenador de usuario puede conseguir. Si consideramos los valores máximos reales de par torsor de los servos, vemos que los valores introducidos en nuestro modelo han sobrepasado los límites reales de la máquina, por lo que el diseño estructuralmente queda sobredimensionado o con la posibilidad de modificar los actuadores para dotar de mayor velocidad al sistema.

En tema de mantenimiento se estima un mantenimiento nulo y se han podido demostrar que los riesgos laborales si incluimos una tapa que cubra lo que falta del cabezal son prácticamente nulos y mitigables.

Finalmente, el impacto que tienen los robots se puede considerar bueno por su uso industrial aumentando la eficiencia en el uso que el cliente elija por un precio que está en la media del mercado.

Como trabajos futuros, el autor sugiere la optimización del robot mediante un modelo de Simulink.

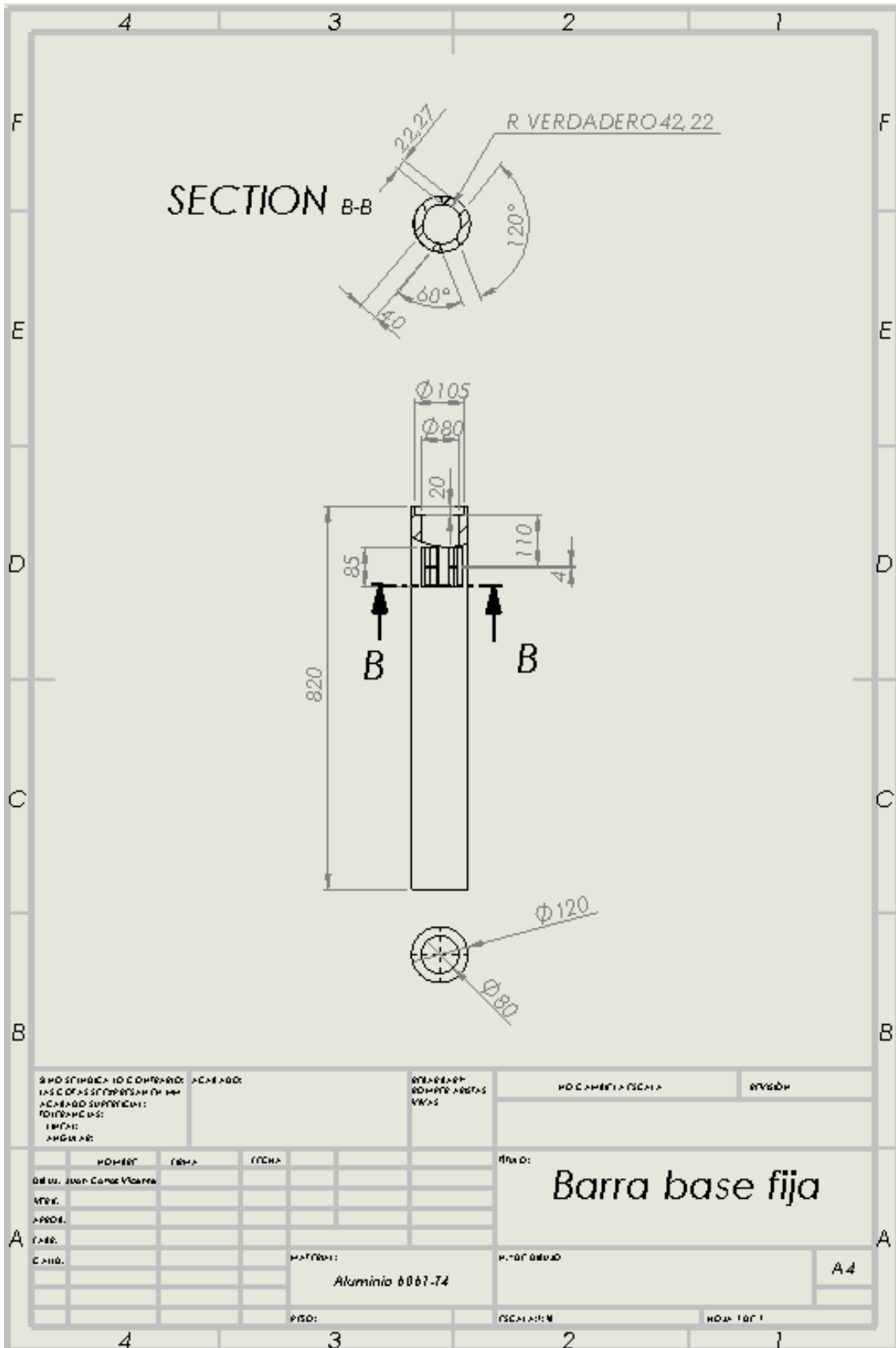
BIBLIOGRAFIA

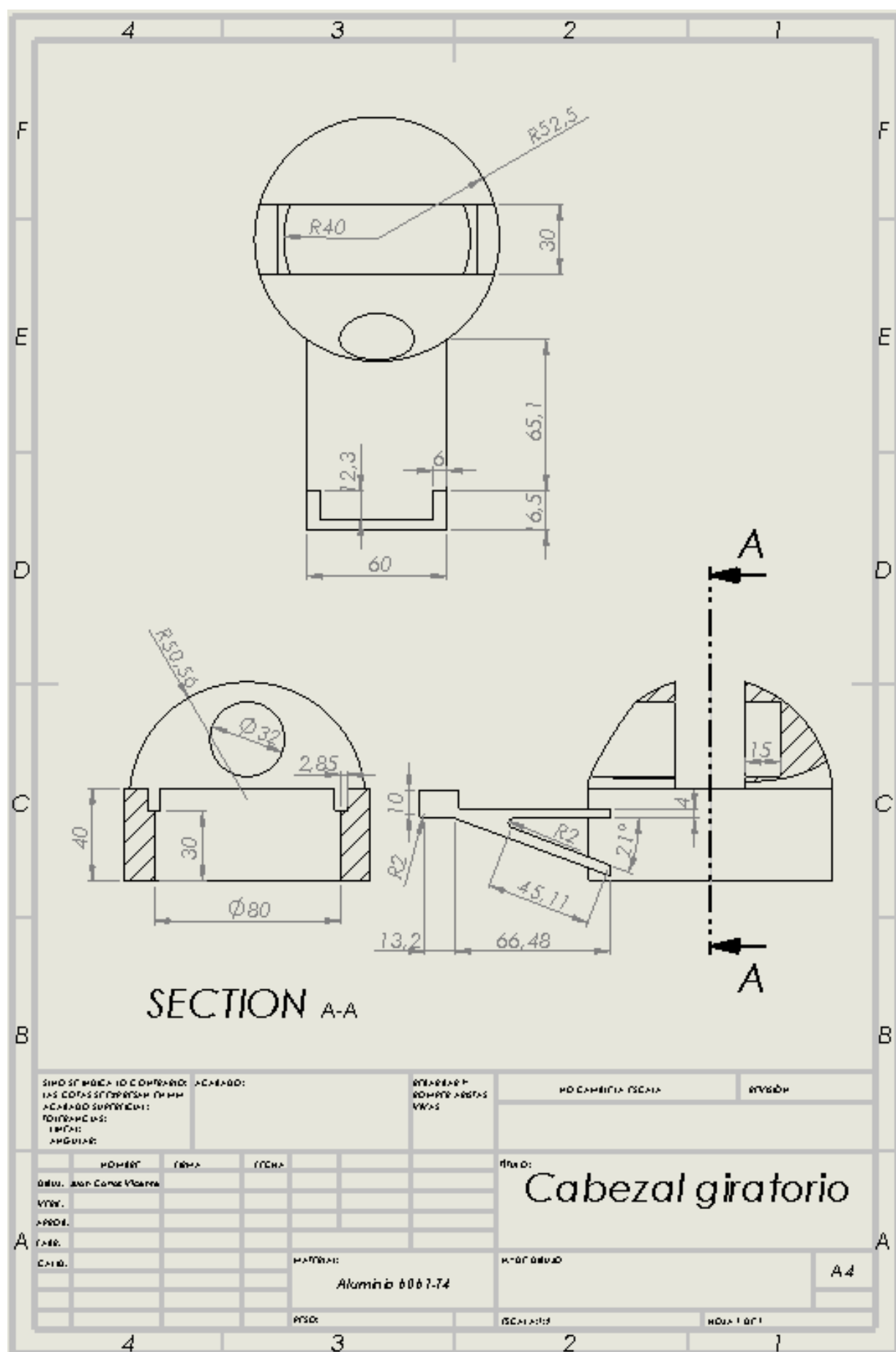
- [1] Colección de normas de AENOR suscrita por la universidad. Disponible. https://portal-aenormas-aenor-com.biblioteca5.uc3m.es/aenor/suscripciones/personal/pagina_per_sus.asp
- [2] Deane, P. (1998). *La primera Revolución Industrial* (9ª ed., Historia, ciencia, sociedad; 22). Barcelona: Península.]
- [3] Litzenberger, Gudrun. International Federation of Robotics. Robot History. Available at: <https://ifr.org/robot-history>
- [4] López Ramón y Cajal, Jorge, & Escudero Ceballos, Víctor. (2016). Industria 4.0, la gran oportunidad. *Economía Aragonesa*, (59), 109-123
- [5] **Wolf, Eva.** 3D Printer (model AW3D V.4) manufactured by Airwolf 3D in Southern California is based on a rigid frame, the printer is both precise and the build platform is easily accessible. Operates on constantly updated open source software and custom calibrated open source firmware. 28 May 2012. Found online at: . https://es.m.wikipedia.org/wiki/Archivo:Airwolf_3d_Printer.jpg
- [6] Teichmann, Jo. Industrial SCARA Robot for pick and place applications or handling from KUKA Robotics. The robot is controlled with a PC-based controller with Soft PLC, payload is 10kg, max. reach 850mm. 2007. Available at: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/2/2d/KUKA_Industrial_Robot_KR10_SCARA.jpg
- [7] J. E. Akin, *Finite Element Analysis with Error Estimators an Introduction to the FEM and Adaptive Error Analysis for Engineering Students*. 2005
- [8] AF AMRL-TR-180-119 McConville, John Anthropometric Relationships of Body and Body Segments Moments of Inertia Anthropology Research Project, Inc. A/F Aerospace Medical Res 12-80. Available simplified at: <https://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm>
- [9] **M. Jean-Pierre Joly.** Soluciones Neumáticas de automatización. Available: http://www.socafluid.fr/Produits/Verins_Telescopiques.html
- [10] Olson, Doug. Harmonic Drive Servoactuadores Lynx Drive compactos resistentes a la corrosión. Available: <https://harmonicdrive.de/es/productos/servo-productos-1/servoactuadores-sin-eje-hueco-1/lynxdrive/>
- [11] Olson, Doug. Harmonic Drive Servoactuadores FHA-C Mini de eje hueco. Available <https://harmonicdrive.de/es/productos/servo-productos/servoactuadores-con-eje-hueco/fha-c-mini/>
- [12] Kaminski, Dale. AST Bearings Catalogue. Available at: <https://www.astbearings.com/catalog.html>
- [13] Kaminski, Dale. AST Bearings Life calculator instructions. Available at: https://dpk3n3gg92jwt.cloudfront.net/domains/ast_units/pdf/ENB-04-0691.pdf

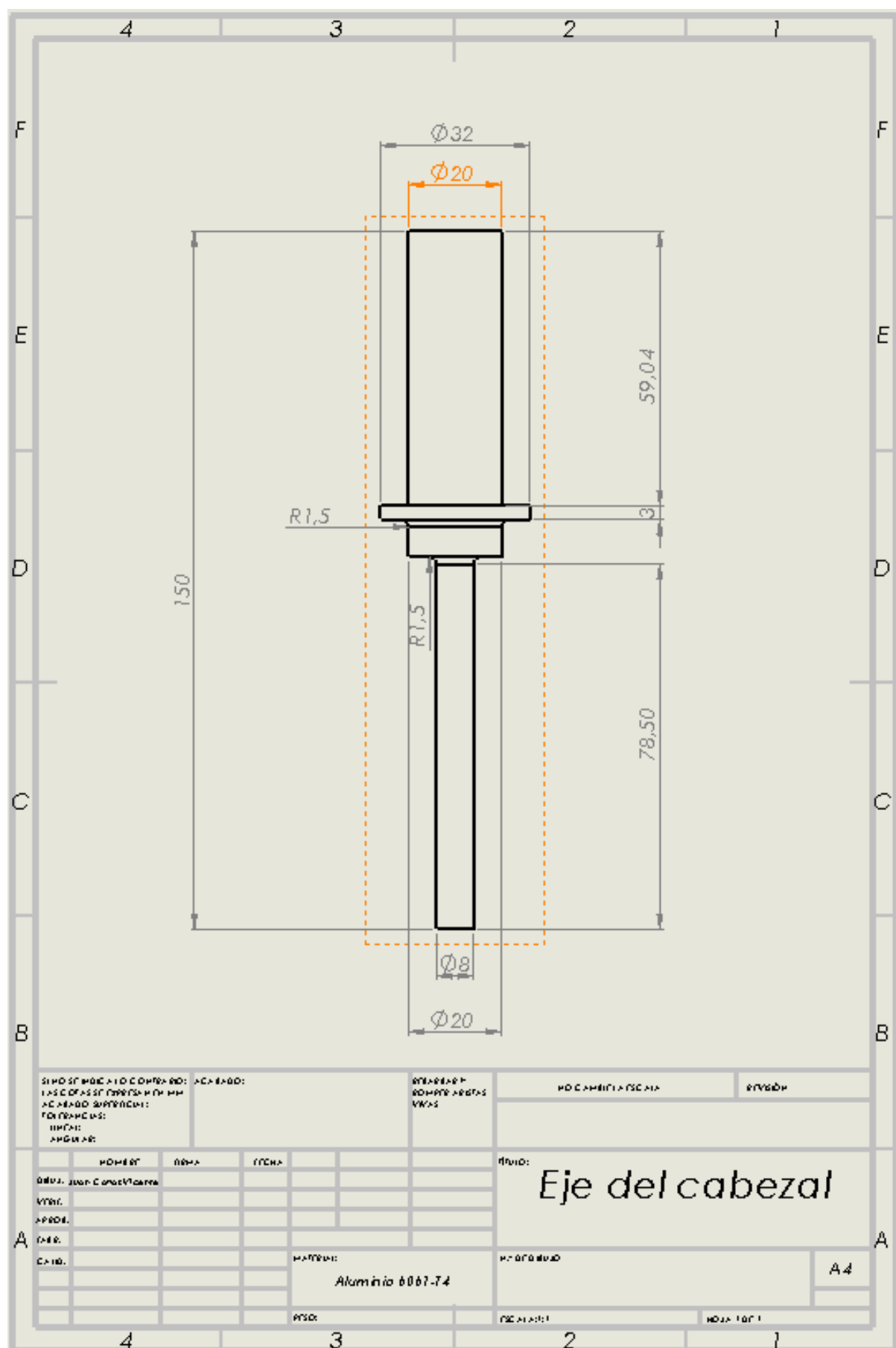
[14] A. Berg, E. F. Buffie and L. F. Zanna, "Robots, crecimiento y desigualdad: la revolución robótica podría tener un profundo impacto negativo sobre la equidad," *Finanzas y Desarrollo: Publicación Trimestral Del Fondo Monetario Internacional y Del Banco Mundial*, vol. 53, (3), pp. 10-13, 2016.]

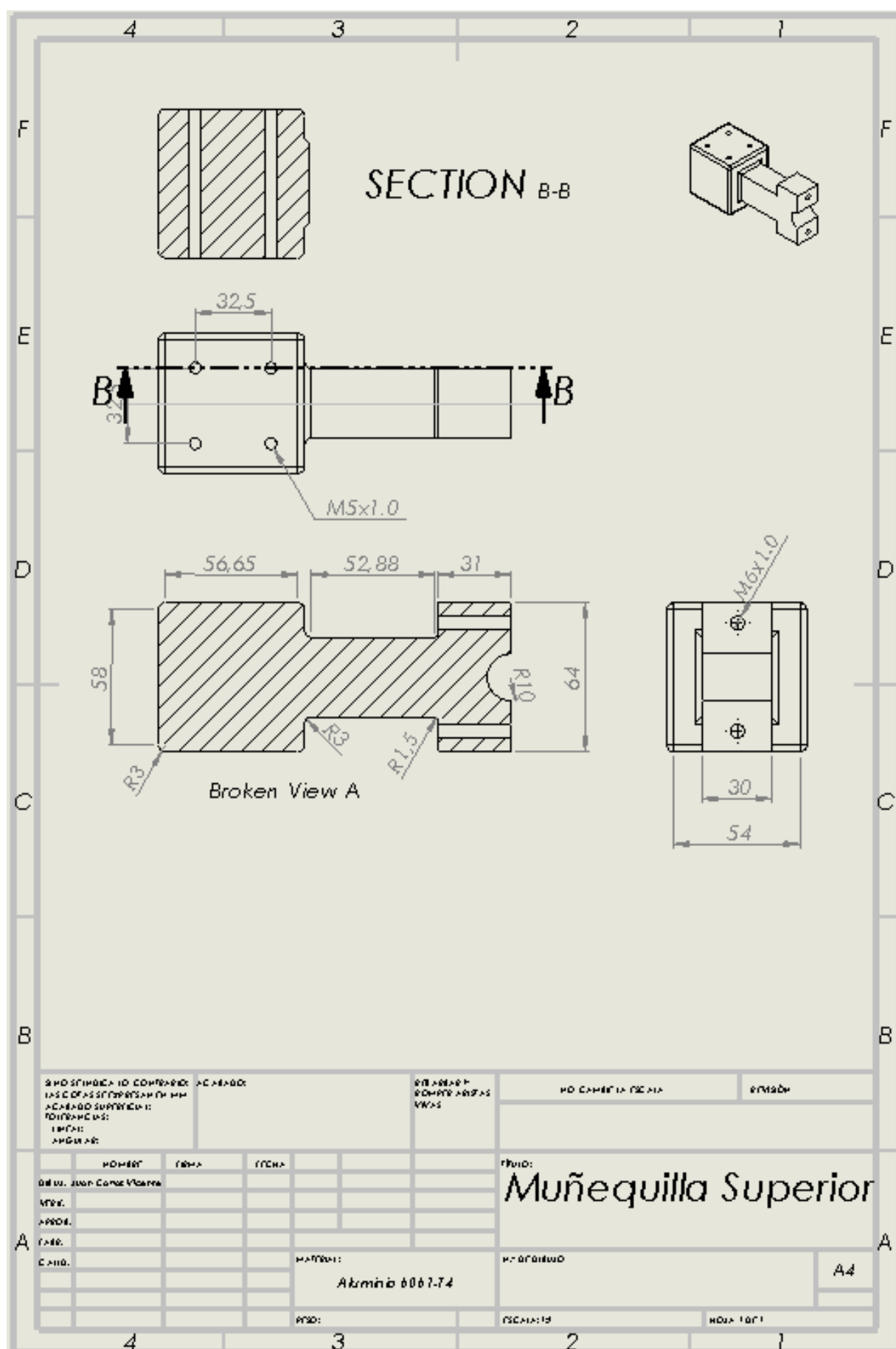
[15] L. Aymerich Franch, "Caminando entre humanoides. La aceptación de los robots sociales en entornos humanos," *Telos: Cuadernos De Comunicación e Innovación*, (104), pp. 124-131, 2016.]

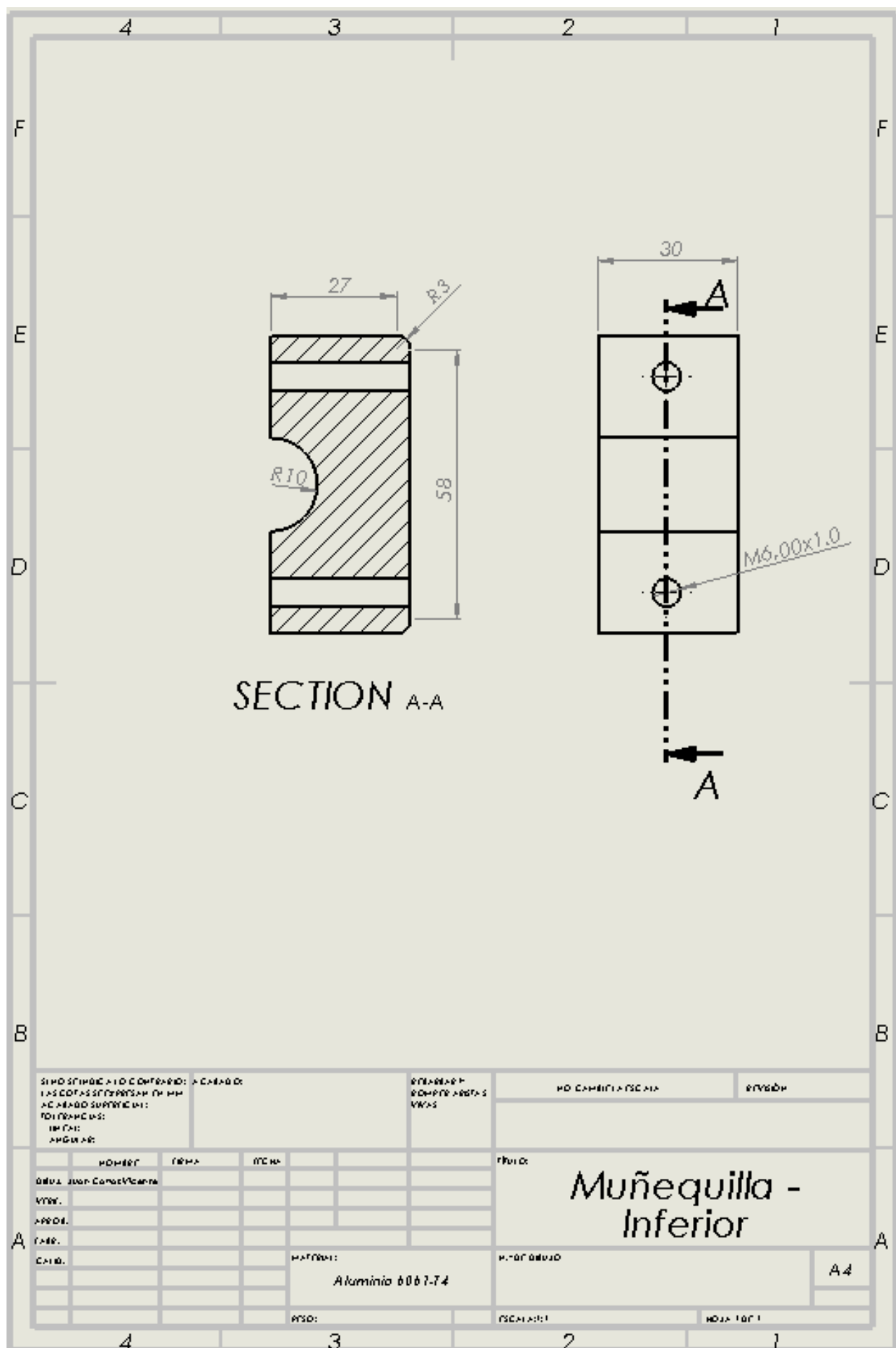
ANEXO A. PLANOS



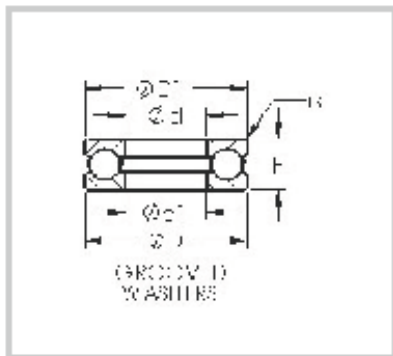








ANEXO B. DATASHEETS



Part Number: 51116 Ball Thrust Bearings



Product Details

Specifications

Bearing Type	with grooved raceway(s)	
Bore Dia (d)	80.000	mm
Outer Dia (D)	105.000	mm
Radius (min) (rs)	1.00	mm
Static Load Rating (Cor)	145,000	lbs
Dynamic Load Rating (Cr)	48,500	N
Static Load Rating (Cor)	145,000	N
Max Speed (Grease)	2,000	rpm
Max Speed (Oil)	3,000	rpm
Height (H)	19.000	mm
Outer Dia. Pilot (D1)	105.000	mm
Bore Dia. Clearance (d1)	82.000	mm
Weight (g)	409.00	grams
Material	52100 chrome steel, or equivalent.	

* The ball cage is a formed carbon steel design.

* Note that one washed is ID piloted and the other is OD piloted.

* Please review the technical information for the correct mounting guidelines for this bearing.

Value Beyond the Part™

All information in this catalog has been thoroughly checked for accuracy. However, AST Bearings assumes no liability for possible errors or omissions. All dimensions and specifications are subject to change without notice.

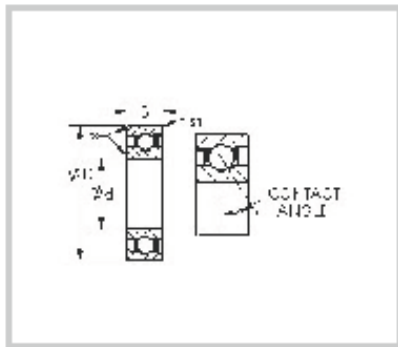
HEADQUARTERS:
222 New Road
Parsippany, NJ 07045
(800) 526-1250

WEST COAST OFFICE:
3740 Prospect Ave
Yorba Linda, CA 92886
(800) 227-8786

email:
inquiry@astbearings.com

Engineering Consulting & Design
Bearing Applications Engineering
Quality Assurance Inspection & Verification

Bearing Failure Analysis
Custom Packaging
Bearing Lubrication Services



Part Number: 71804C
Angular Contact Ball
Bearing



Product Details

Specifications

Bearing Type	15 deg contact angle	
Bore Dia (d)	20.000	mm
Outer Dia (D)	32.000	mm
Width (B)	7.000	mm
Radius (min) (rs)	0.30	mm
Dynamic Load Rating (Cr)	3,900	N
Static Load Rating (Cor)	3,400	N
Max Speed (Grease)	45,000	rpm
Max Speed (Oil)	67,000	rpm
Radius (min) (rs1)	0.10	mm
Shaft (Fw)	0.10	mm
Material	52100 Chrome steel (or equivalent)	

* 15 degree contact angle, relieved outer ring

* Also available with metal shields (ZZ) or rubber seals (2RS)

* The desired preload must be specified.

Value Beyond the Part™

All information in this catalog has been thoroughly checked for accuracy. However, AST Bearings assumes no liability for possible errors or omissions. All dimensions and specifications are subject to change without notice.

HEADQUARTERS:
222 New Road
Parsippany, NJ 07045
(800) 526-1250

WEST COAST OFFICE:
3740 Prospect Ave
Yorba Linda, CA 92886
(800) 227-8786

email:
inquiry@astbearings.com

Engineering Consulting & Design
Bearing Applications Engineering
Quality Assurance Inspection &
Verification

Bearing Failure Analysis
Custom Packaging
Bearing Lubrication Services

6.2 Actuator Data LynxDrive-14C

6.2.1 Technical Data

Table 13.1

	Symbol [Unit]	LynxDrive-14C		
Ratio	i []	30	50	100
Maximum output torque	T_{max} [Nm]	9	18	28
Maximum output speed	n_{max} [rpm]	283	170	85
Maximum current	I_{max} [A _{rms}]	0.9	1.1	0.8
Continuous stall torque	T_0 [Nm]	6.8	6.9	11.0
Continuous stall current	I_0 [A _{rms}]	0.7	0.5	0.4
Maximum DC bus voltage	$U_{DC,max}$ [V _{DC}]	680		
Electrical time constant (20 °C)	t_e [ms]	1.9		
Mechanical time constant (20 °C)	t_m [ms]	1.9		
No load current	I_{NLS} [A _{rms}]	0.10	0.09	0.08
No load running current constant (30 °C)	K_{NL} [$\cdot 10^{-3}$ A _{rms} /rpm]	0.5	0.8	2
No load running current constant (80 °C)	K_{NL} [$\cdot 10^{-3}$ A _{rms} /rpm]	0.2	0.4	0.8
Torque constant (at output)	k_{out} [Nm/A _{rms}]	11.3	16.8	34.4
Torque constant (at motor)	k_{TM} [Nm/A _{rms}]	0.39		
AC voltage constant (L-L, 20 °C, at motor)	k_{EM} [V _{rms} /1000 rpm]	26		
Motor terminal voltage (fundamental wave only)	U_M [V _{rms}]	220 ... 430		
Demagnetisation current	I_E [A _{rms}]	-		
Maximum motor speed	n_{max} [rpm]	8500		
Rated motor speed	n_N [rpm]	3500		
Resistance (L-L, 20 °C)	R_{L-L} [Ω]	7.2		
Inductance (L-L)	L_{L-L} [mH]	14		
Number of pole pairs	p []	5		
Weight without brake	m [kg]	2.2		

6.2.2 Moment of Inertia

Table 13.2

	Symbol [Unit]	LynxDrive-14C		
Ratio	i []	30	50	100
Moment of inertia at outside				
Moment of inertia without brake	J_{out} [kgm ²]	0.023	0.063	0.250
Moment of inertia at motor				
Moment of inertia at motor without brake	J [$\cdot 10^{-4}$ kgm ²]	0.25		

Technical Data FHA-xC-D200

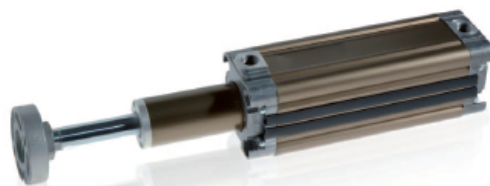
Table 13.1

	Symbol [Unit]	FHA-8C			FHA-11C			FHA-14C		
Motor winding		-			-			-		
Motor feedback system		D200			D200			D200		
Ratio	i []	30	50	100	30	50	100	30	50	100
Maximum output torque	T_{max} [Nm]	1.8	3.3	4.8	4.5	8.3	11	9	18	28
Maximum output speed	n_{max} [min ⁻¹]	200	120	60	200	120	60	200	120	60
Maximum current	I_{max} [A _{mps}]	0.61	0.64	0.48	1.5	1.6	1.1	2.9	3.2	2.4
Continuous stall torque	T_0 [Nm]	0.75	1.5	2.0	1.8	2.9	4.2	3.5	4.7	6.8
Continuous stall current	I_0 [A _{mps}]	0.31	0.34	0.26	0.74	0.69	0.54	1.27	1.06	0.85
Maximum DC bus voltage	U_{DCmax} [V _{DC}]	330			330			330		
Electrical time constant (20 °C)	τ_b [ms]	0.4			0.9			1.3		
No load current (20 °C)	I_{NLS} [A _{mps}]	0.12	0.12	0.12	0.27	0.25	0.22	0.44	0.41	0.40
No load running current constant (20 °C)	K_{NL} [$\times 10^{-3}$ A _{mps} /rpm]	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Torque constant (at motor)	k_{TM} [Nm/A _{mps}]	0.14			0.14			0.15		
AC voltage constant (L-L, 20 °C, at motor)	k_{EM} [V _{eff} /1000 rpm]	9.8			9.8			10.6		
Maximum motor speed	n_{max} [rpm]	6000			6000			6000		
Rated motor speed	n_N [rpm]	3500			3500			3500		
Resistance (L-L, 20 °C)	R_{LL} [Ω]	28.0			74			2.8		
Synchronous inductance	L_s [mH]	8.7			5.1			2.7		
Number of pole pairs	p []	5			5			5		
Weight without brake	m [kg]	0.4			0.6			1.2		
Weight with brake	m [kg]	-			-			-		
Hollow shaft diameter	d_H [mm]	6.2			8.0			13.5		

Moment of Inertia

Table 13.2

	Symbol [Unit]	FHA-8C			FHA-11C			FHA-14C		
Motor feedback system		D200			D200			D200		
Ratio	i []	30	50	100	30	50	100	30	50	100
Moment of inertia at output side										
Moment of inertia without brake	J_{out} [kgm ²]	0.0026	0.0074	0.029	0.006	0.017	0.067	0.018	0.05	0.20
Moment of inertia with brake	J_{out} [kgm ²]	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Moment of inertia motor side										
Moment of inertia at motor without brake	J [$\times 10^{-4}$ kgm ²]	0.029			0.067			0.200		
Moment of inertia at motor with brake	J [$\times 10^{-4}$ kgm ²]	-			-			-		



R T 2 2 0 0 3 2 0 6 0 0 *

Famille de produit

RT : vérin télescopique

Caractéristiques de la tige

1 : acier inox - 2 : acier chromé

Etages

2 : 2 étages - 3 : 3 étages

Type

0 : ISO double effet tige taraudée
3 : ISO double effet tige filetée

Tige

I : sans disque porte charge
L : sans antirotation de tige

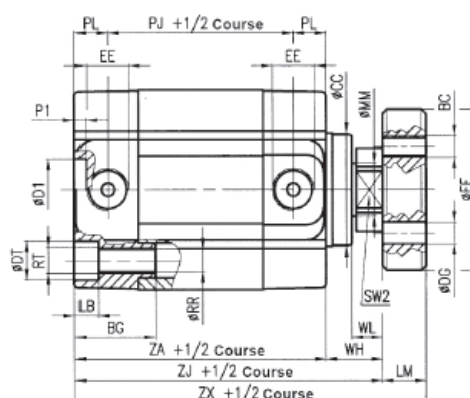
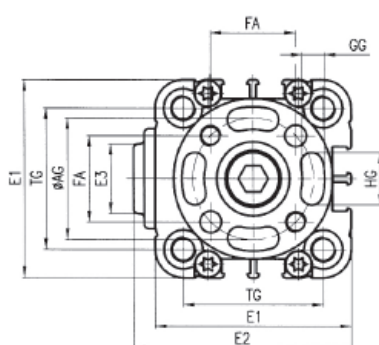
Courses

2 étages :
Ø 25 : 300 mm maxi
Ø 32 : 400 mm maxi
Ø 40 : 600 mm maxi
Ø 50 : 900 mm maxi
Ø 63 : 1200 mm maxi
3 étages :
Ø 40 : 1200 mm maxi
Ø 50 : 1500 mm maxi
Ø 63 : 1800 mm maxi

Diamètre

2 étages : Ø 25 - 32 - 40 - 50 - 63 mm
3 étages : Ø 40 - 50 - 63 mm

R T 2 2 0 ... 2 ÉTAGES



Ø	AG	BC	BG	CC	D1	DG	DT	E1	E2	E3	EE	FA	FF	GG	HG
25	22	M5	16	22	2	5	8	37	39	18	M5	15,6	30	5	9
32	28	M5	18	26	14	5	9	46	50,5	16	G1/8	19,8	37	5,2	11
40	33	M5	18	32	14	5	9	56	60,5	16	G1/8	23,3	42	5,2	15
50	42	M5	24	40	18	6	11	66	70,5	16	G1/8	29,7	52	6,2	19
63	50	M5	24	48	18	6	11	79	83,5	38	G1/8	35,4	64	6,2	25

Ø	LB	LM	MM	P1	PJ	PL	RR	RT	SW2	TG	WH	WL	ZA	ZJ	ZX
25	4,5	8	10	2	32	8	4,2	M5	-	26	17	7	48	66	73
32	5,3	10	12	2,5	43	7,5	5,2	M6	17	32,5	13	7	58	71	81
40	5,3	10	12	2,5	45	7,5	5,2	M6	19	38	12	7	60	72	82
50	6,5	12	16	2,5	46	7,5	6,6	M8	24	46,5	15	8	61	76	88
63	6,5	12	16	2,5	50	7,5	6,6	M8	24	56,5	15	8	65	80	92

Ø 25 à 63 mm
2 ou 3 étages

CARACTÉRISTIQUES

GÉNÉRALITÉS

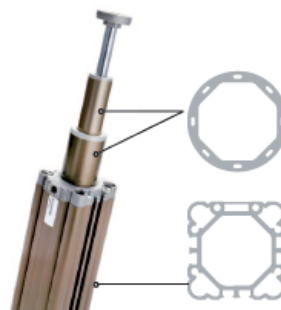
Corps aluminium,
antirotation par piston
octogonal.

FONCTIONNEMENT

Fluide : air comprimé,
filtré 5µ lubrifié ou non
Pression d'utilisation :
maxi 10 bar
Température : NBR :
maxi +70°C
mini -20°C (air sec)

MATÉRIAUX

Profilé : aluminium anodisé
Tige : acier chromé
Étages : aluminium anodisé
Fonds : aluminium moulé
Joints : NBR
Bague de guidage : bronze fritté



SUPPORTS TECHNIQUES

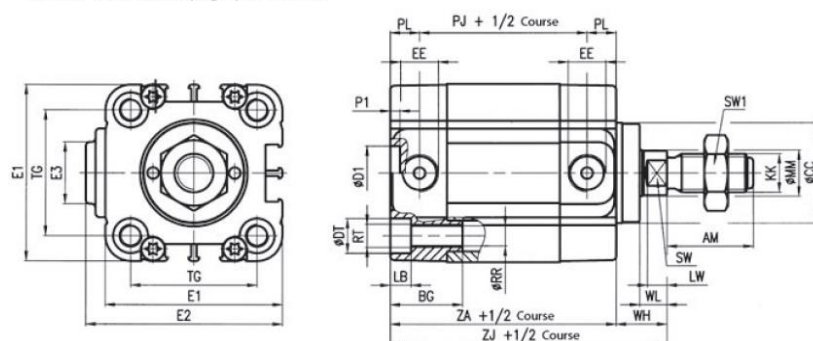
Toute la gamme & informations
techniques sur :
www.sopra-pneumatic.com

Sopra
Pneumatic Advanced Systems

www.sopra-pneumatic.com

R T 2 2 3 ... 2 ÉTAGES tige filetée

Tableau dimensions page précédente



FORCES THÉORIQUES (N) à 6 bar

▼ VERIN 2 ÉTAGES

Vérin Ø		Surface utile (mm²)	Pression de service (bar)				
			2	4	6	8	10
25	Poussée	201	41	82	123	164	205
	Traction	111	22	43	65	87	108
32	Poussée	314	64	128	192	256	320
	Traction	201	41	82	123	164	205
40	Poussée	490	100	200	300	400	500
	Traction	377	77	154	231	308	384
50	Poussée	804	164	328	492	656	820
	Traction	603	123	246	369	492	615
63	Poussée	1256	256	512	769	1025	1281
	Traction	1055	215	430	646	861	1076

MOMENT DE TORSION (Nm) pour tige anti-rotation

Vérin Ø	Moment de torsion	
	2 étages	3 étages
25	0,5	-
32	0,8	-
40	1	0,5
50	2	0,8
63	3	1

Vérin Ø	Tolérance	
	2 étages	3 étages
25	+ 2/0	+ 4/0
32	+ 3,2/0	+ 4/0
40	+ 3,2/0	+ 4/0
50	+ 3,2/0	+ 4/0
63	+ 3,2/0	+ 4/0